

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra mechaniky



Parametrická analýza zvedací plošiny a jejího zámku polohy
Parametrical Analysis of the Lifting Platform and its Position Lock

Student:

Jakub SLAVÍK

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Ondřej FRANTIŠEK, Ph.D.

Bílovec 2012

Zadání bakalářské práce

Student:

Jakub Slavík

Studijní program:

B2341 Strojírenství

Studijní obor:

3901R003 Aplikovaná mechanika

Téma:

Parametrická analýza zvedací plošiny a jejího zámku polohy
Parametrical Analysis of the Lifting Platform and its Position Lock

Zásady pro vypracování:

1. Rozbor problematiky a metod řešení
2. Statická a modální analýza původní konstrukce
3. Variantní návrhy zámku plošiny s cílem dosáhnout vyšší pevnosti

Seznam doporučené odborné literatury:

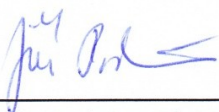
- [1] COOK, D. *Finite Element Modeling for Stress Analysis*. 1st printing. United States of America: John Wiley & sons, Inc., 1995. 320 s. ISBN 0-471-10774-3
- [2] KOLÁŘ, V; NĚMEC, I; KANICKÝ, V. *FEM - Principy a praxe metody konečných prvků*. 1. vyd. Praha: Computer Press, 1997. 401 s. ISBN 80-7226-021-9
- [3] ANSYS, Inc. *ANSYS Release 12.0 Documentation*. 2009. Dostupné v elektronické podobě jako součást softwaru ANSYS 12.0.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Ondřej František**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012



doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 20.5.2012

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Slouk', followed by a dotted line for a signature line.

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- Beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- Souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- Bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- Bylo sjednáno, že užít své dílo, bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- Beru na vědomí, že odevzdáním své bakalářské práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 20. 5. 2012



Podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Jakub SLAVÍK

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Ostravská 331/13, 743 01 Bílovec

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

SLAVÍK, J. *Parametrická analýza zvedací plošiny a jejího zámku polohy: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra mechaniky, 2012, 83 s. Vedoucí práce: František, O.

Bakalářská práce se zabývá analýzou parametrického modelu zvedací plošiny a jejího zámku polohy. V úvodu je popsán princip a vlastnosti celého zařízení. Byl sestaven geometrický a následně i konečnoprvkový model, do kterého byly zavedeny vazebné i silové okrajové podmínky. Cílem práce bylo nalézt kritická místa plošiny a zjistit její chování při různých zátěžných i polohových konfiguracích. K výpočtům bylo využito metody konečných prvků. Ze získaných výpočtů byly zjištěny nedostatky v konstrukci stávajícího zámku polohy, a proto byl vytvořen návrh pro novou konstrukci tohoto zařízení. Tento nový zámek byl opět podroben analýzám a výsledky byly porovnány s původním řešením. Řešení nového zámku polohy se ukázalo jako mnohem přijatelnější.

ANOTATION OF BACHELOR THESIS

SLAVÍK, J. *Parametrical Analysis of the Lifting Platform and its Position Lock: bachelor thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of mechanic, 2012, 83 p. Thesis head: František, O.

The bachelor thesis deals with an analysis of parametric model of the lifting platform and its position lock. There is a description of device principle and properties in the introductory part. Further the geometric and finite-element model of the platform is created and assembled. Boundary conditions are applied to finite-element model which passes through finite element analysis. The aim of this work is to find critical places in terms of stress concentration and also to determine a behavior for certain loads and position configurations. The results of analyses have shown inappropriate structure of the position lock. Therefore a new lock structure was designed. The new lock also passed through the analysis again and the results were compared with the previous ones. New design solution of the lock turned out to be much more acceptable.

Poděkování

Chtěl bych poděkovat vedoucímu své bakalářské práce, Ing. Ondřeji Františkovi, Ph.D. za jeho odborné rady, postřehy a připomínky, za čas, který mi věnoval, za možnost pracovat na tomto zajímavém tématu mé bakalářské práce.

Obsah:

Seznam použitého značení	15
1. Úvod	17
2. Popis plošiny	18
2.1 Materiálové vlastnosti plošiny	18
2.2 Základní charakteristika	19
2.3 Zámek polohy	21
2.4 Zatížení plošiny	22
3. Tvorba modelu	23
3.1 ANSYS Workbench v.13	23
3.2 Tvorba geometrie	24
3.3 Zjednodušení modelu	26
3.4 Tvorba parametrické sestavy	28
3.5 Parametrický model	28
4. Vazby	31
4.1 Zavádění vazeb	31
4.2 Řešení vazeb pomocí lineárního kontaktu	33
4.3 Symetrie	34
5. Tvorba sítě a její úprava	35
5.1 Tvorba konečnoprvkového modelu	35
5.2 Úprava generované sítě	36
6. Hydraulický válec a jeho modelování	38
6.1 Výpočet tuhosti	38
6.2 Zavedení hydraulických válců do sestavy	40
7. Ladění modelu	41
7.1 Způsob ladění	41
7.2 Tvorba celého modelu	43
7.3 Ladění celého modelu	44
8. Aplikace zatížení a tvorba předepjatých modálních analýz	45
8.1 Zavedení hmotných bodů	45
8.2 Zátěžné stavy plošiny	45
8.3 Pojem předepjatá modální analýza	46
9. Vyhodnocení výsledků	48
9.1 Dolní poloha, nesymetrické zatížení	49
9.2 Horní poloha, nesymetrické zatížení	59
9.3 Celkové zhodnocení výsledků	70
9.4 Tabulka souhrnných výsledků	70
9.5 Závěry z výpočtů	72
10. Konstrukce nového zámku polohy	73
10.1 Výsledky nového zámku polohy	75

11. Závěr	79
Seznam použité literatury	81
Seznam příloh dodaných na DVD	83

Seznam použitého značení

Označení	Jednotka	Popis významu
R_e	MPa	Mez kluzu v tahu materiálu
μ	-	Poissonova konstanta materiálu
E	MPa	Modul pružnosti v tahu materiálu
α	°	Úhel sklonu ramene plošiny
P5	mm	Parametr plošiny (posunutí krajního čepu ramene v ose z)
P6	°	Parametr plošiny (úhel sklonu ramene v horní poloze)
P7	°	Parametr plošiny (natočení ramene kolem osy x)
P21	mm	Parametr plošiny (posunutí středového čepu ramene v ose y)
P26	mm	Parametr plošiny (posunutí středového čepu ramene v ose z)
K	GPa	Objemový modul stlačitelnosti kapaliny
K_{hydro}	N/mm ²	Tuhost hydraulického válce
S	mm ²	Plocha činného průřezu hydraulického válce
V_o	mm ³	Objem pracovní kapaliny uvnitř hyd. válce před zatížením

1. Úvod

Zkoumaným zařízením je zvedací plošina zobrazená na obr. 1. Toto zařízení se řadí do kategorie plošin fungujících na principu nůžkového mechanismu. Tento mechanismus je v tomto případě tvořen dvěma páry zvedacích ramen na každé straně. Jedná se o zvedací plošinu pro účely manipulace s břemeny ve svislém směru o maximální hmotnosti dvě tuny.

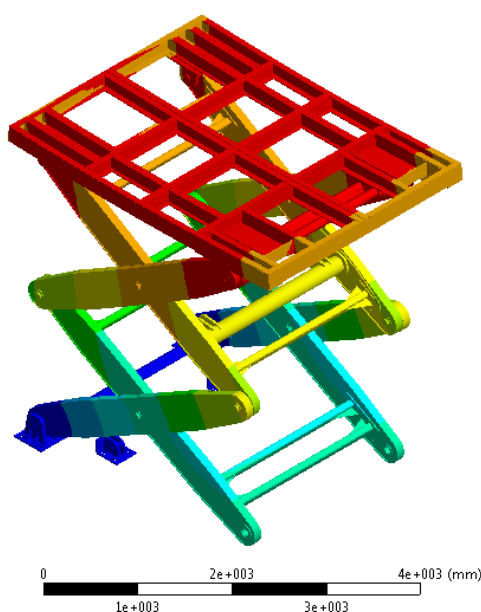
Toto konkrétní zařízení je určeno k provozu v prostorách divadla, kde slouží ke zdvihání divadelní techniky. Pohyb nahoru a dolů zajišťují dva hydraulické válce a hydraulikou je také ovládán systém zajištění polohy plošiny, takzvané zámky polohy.

Cílem této práce je hledání vlastních frekvencí plošiny pomocí modálních analýz. Dále se bude zjišťovat maximální namáhání při zadaném zatížení. Technická dokumentace popisuje zátěžné stavy zařízení, jakým musí být konstrukce schopna odolat.

Plošina bude podrobena analýzám při těchto napěťových stavech i při různých mechanických konfiguracích. Analýzy budou probíhat v krajních polohách zařízení a aplikována budou symetrická i nesymetrická zatížení pro vyvození kritických stavů zatížení.

Aby bylo možno tyto analýzy na plošině provádět, bude nutné sestavit konečnoprvkový počítačový model a tento pak následně podrobit všem potřebným výpočtům.

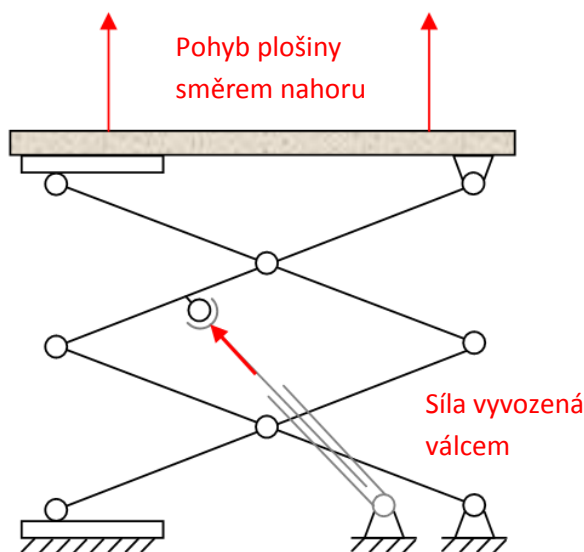
V závěrečné fázi pak proběhne vyhodnocování těchto výsledků. Dojde k určení kritických míst a příčiny jejich vzniku. Na základě těchto informací pak budou vyvozeny závěry a popřípadě i konstrukční úpravy.



Obr. 1 – Zvedací plošina

2. Popis plošiny

Mechanismus plošiny tvoří tzv. nůžková konstrukce. Tato konstrukce se skládá z ramen, která jsou navzájem spojena čepy a vytváří tak pár. V tomto případě se jedná o dvoupárovou nůžkovou konstrukci. Tyto páry ramen umožňují zvedací pohyb celé soustavy. Vlivem působení síly, která je vyvozena hydraulickými válci, je tímto způsobem možno manipulovat plošinou nahoru a dolů. Kinematické schéma na obr. 2 názorně ukazuje princip, na kterém zvedání plošiny funguje.



Obr. 2 – Kinematické schéma plošiny

2.1 Materiálové vlastnosti plošiny

Celá konstrukce plošiny je vyrobena z oceli 11 523. Její vlastnosti jsou charakterizovány mezí kluzu, poissonovou konstantou a modulem pružnosti v tahu materiálu (viz tab. 1). Materiál je podrobněji popsán v [1]. Ze stejného materiálu je vyroben i mechanismus zámků.

Materiálové vlastnosti plošiny		
Materiál	Označení	11 523
Mez kluzu	R_e	353 MPa
Poissonova konstanta	μ	0,3
Modul pružnosti v tahu	E	2,1e05 MPa

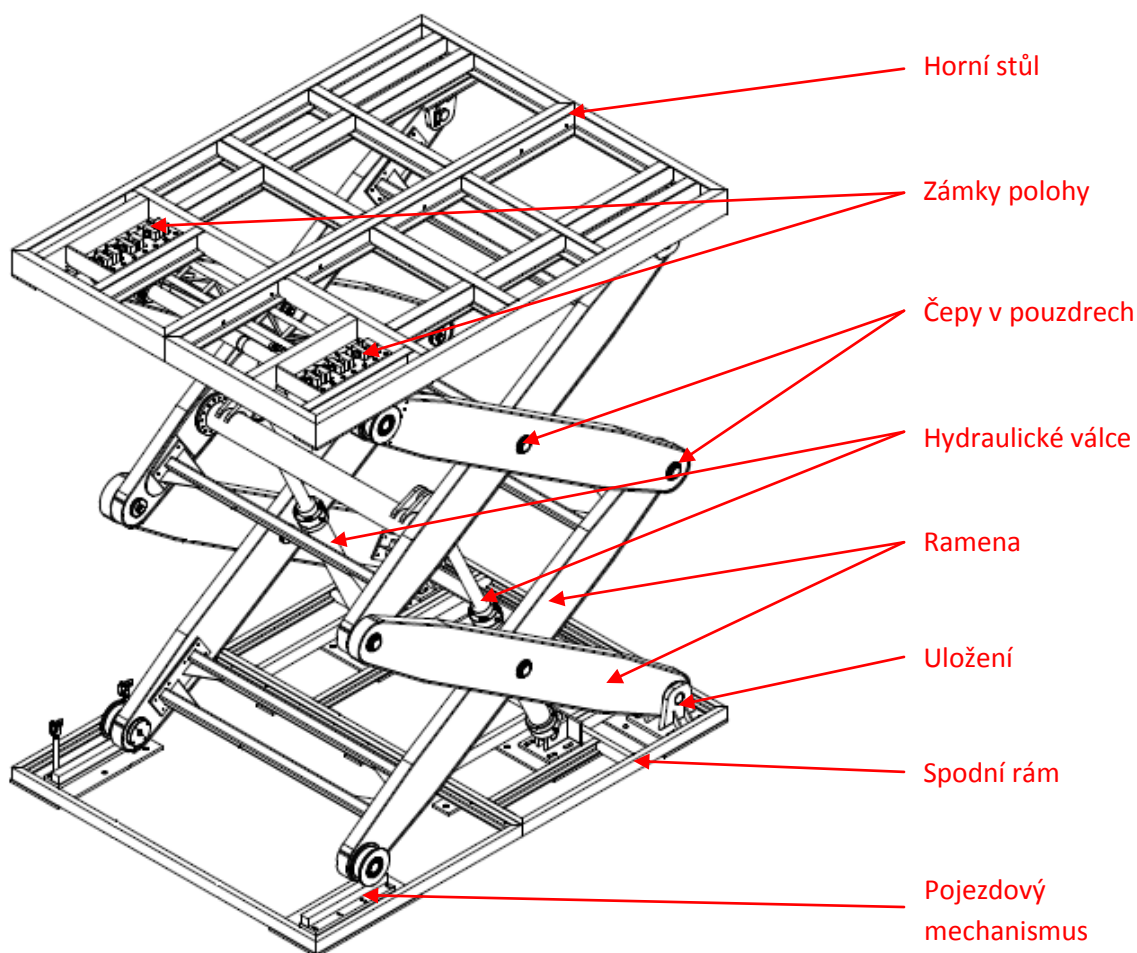
Tab. 1 – Materiálové vlastnosti plošiny

2.2 Základní charakteristika

Zvedací plošina má za účel sloužit jako manipulační stůl orchestřiště. Slouží k transportu divadelní techniky z prostorů pod pódium na samotné pódium. Základní rozměry jsou uvedeny v tab. 2 a popis základních částí je zobrazen na obr. 3.

Základní parametry plošiny	
Parametr	Hodnota [mm]
Šířka	3 000
Délka	4 000
Výška v dolní poloze	1 900
Výška v horní poloze	4 480

Tab. 2 – Základní parametry plošiny

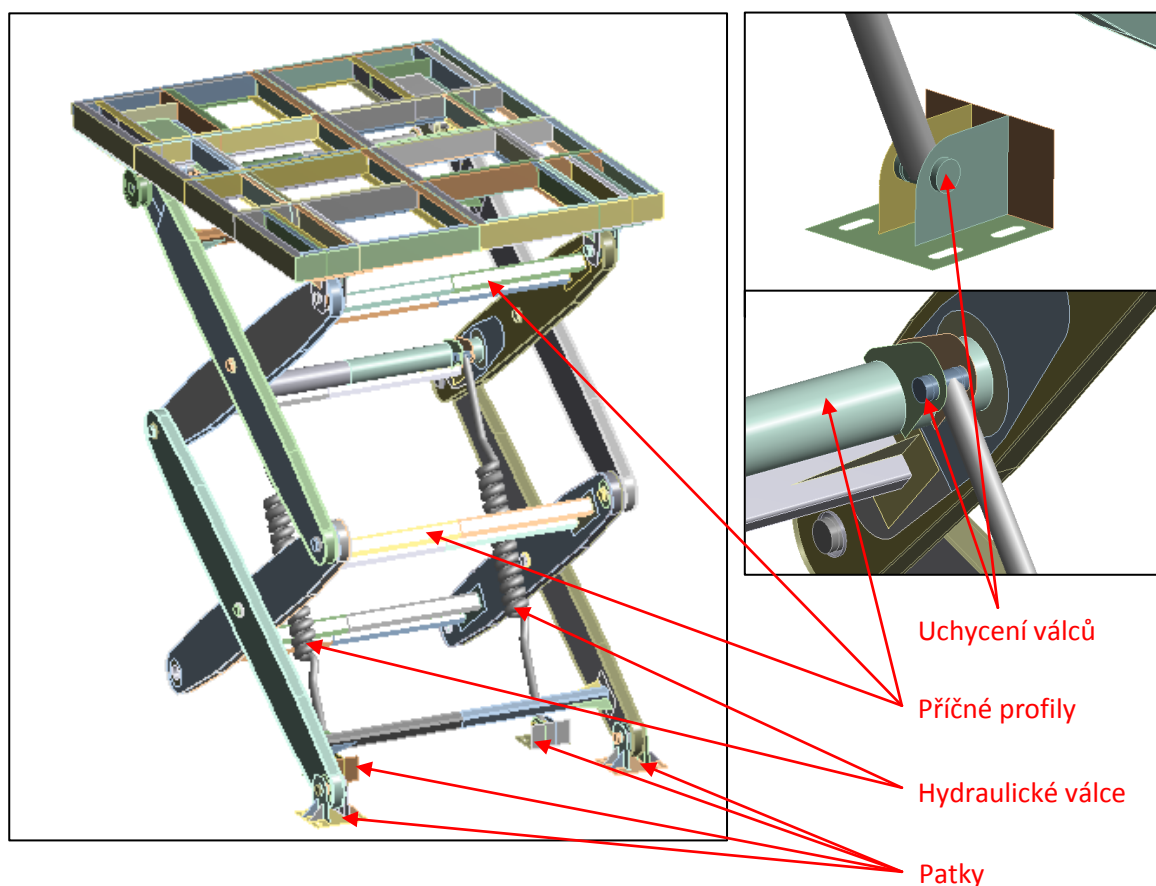


Obr. 3 – Popis základních částí plošiny

Pohyb plošiny zajišťují dva hydraulické válce, které za pomoci hydraulického pohonu pohybují plošinou nahoru a dolů. Při tomto pohybu je váha plošiny přenášena hydraulickými válci. V momentě, kdy se plošina dostane do potřebné polohy, je tato poloha zajištěná zámky. Po zajištění zámků se povolí tlak ve válcích a celou soustavu tak na místě drží pouze systém zajištění polohy. Při další změně polohy se opět válce natlakuji a zámky se odjistí. Takto se střídavě přenáší váha plošiny mezi hydraulickými válci a zámky polohy.

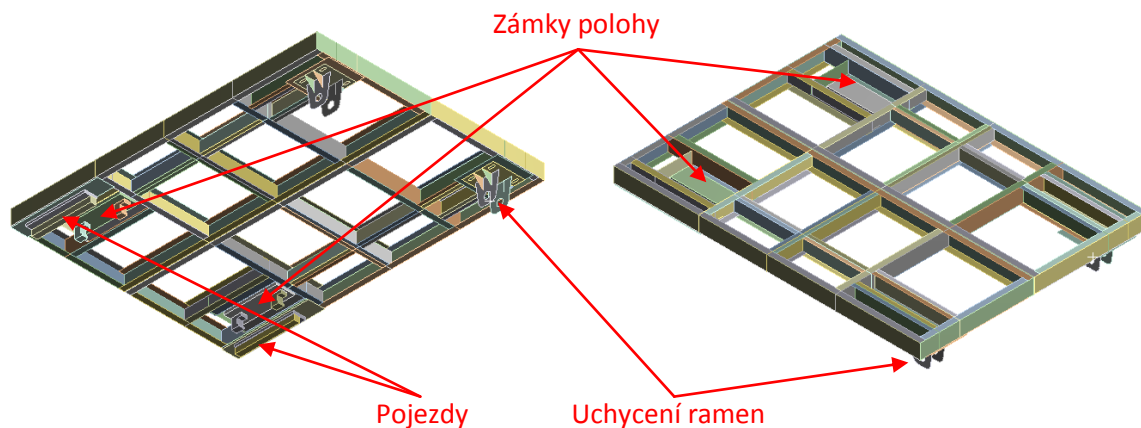
Plošina je pevně uchycena k základům pomocí spodního rámu. V tomto rámu jsou ramena na jedné straně kloubově, pomocí čepů, uchycena k patkám. Na straně druhé jsou pojezdy, které umožňují pohyb plošiny pomocí kolejnic a kladek.

Ramena plošiny jsou svařence z plechů. Celé tyto části jsou spolu navzájem propojeny pomocí čepů, které jsou v pouzdrech zajištěny šrouby. Všechna ramena jsou navzájem propojena příčnými profily (viz obr. 4), které slouží ke spojení a vyztužení obou stran plošiny. Hlavním příčným profilem je trubka, která kromě zvýšení tuhosti soustavy také slouží k uchycení hydraulických válců. Tyto válce jsou na druhé straně uchyceny pomocí čepů ke spodnímu rámu. Pomocí hydraulických válců lze dosáhnout rychlosti zvedání až 0,2 m/s.



Obr. 4 – Zobrazení příčných profilů a uchycení hydraulických válců a ramen

Horní část plošiny tvoří stůl svařovaný z U a I profilů, podrobněji v [1]. Na tomto rámu je připevněna deska z překližky, tvořící nosnou plochu. Dále jsou na horním stole upevněny pojezdy podobně, jako na spodní straně plošiny a také kloubová uložení pro ramena (viz obr. 5).



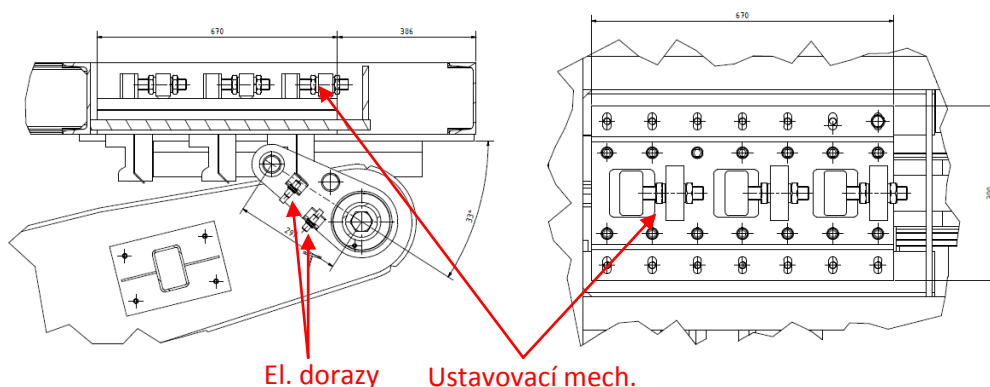
Obr. 5 – Zobrazení umístění zámků polohy

2.3 Zámek polohy

Důležitým prvkem celé plošiny je její zámek polohy, který je také umístěn v oblasti horního stolu.

Pevnou část zámku tvoří háčky stavitelné pomocí šroubů, které zajišťují polohu celkem ve třech polohách. Tato polohovatelnost slouží ke korekcím výšky stolu. Zámek je ošetřen elektronickými dorazy, které automaticky indikují polohu plošiny.

Druhou částí zámku polohy je rygl. Ten tvoří pohyblivou část a je rotačně umístěn na příčném profilu mezi rameny. Je uložen v kluzném ložisku a pomocí hydraulických pístků je naklápěn tak, aby zapadl do zámku a zajistil aktuální polohu. Konstrukce zámku polohy je patrna na obr. 6.



Obr. 6 – Detail zámku polohy ve výkresové dokumentaci

2.4 Zatížení plošiny

Zátěžné pracovní podmínky jsou předepsány ve výkresové dokumentaci zařízení. Tyto podmínky jsou uvedeny v tab. 3.

Maximální zatížení plošiny		
Zatížení	Hodnota [kg/ m ²]	
Statické	500	
Dynamické	250	
Celkové zatížení při ploše stolu 12 m ²		
Zatížení	Hodnota [kg]	
Statické	2 000	
Dynamické	1 500	
Zátěžné stavy plošiny		
Zatížení	Hodnota [kg]	Hodnota [m ²]
Symetrické	2 000	12
Nesymetrické	1 000	2

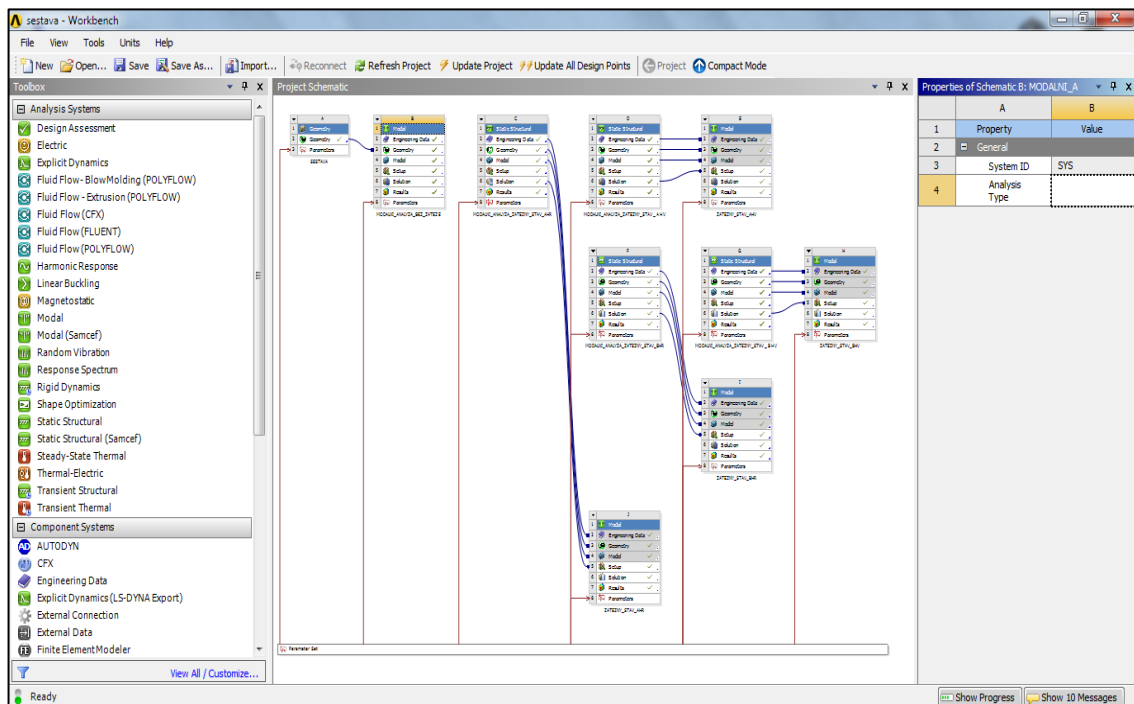
Tab. 3 – Zátěžné stavy plošiny

3. Tvorba modelu

Metoda řešení, které bude využito, se nazývá „Metoda konečných prvků“ (Finite Elements Method). Tento způsob řešení je v dnešní době velmi rozšířen a v praxi je nejpoužívanější metodou při tvorbě počítačových analýz. Podrobněji o metodě konečných prvků v [2] a [3].

3.1 ANSYS Workbench v.13

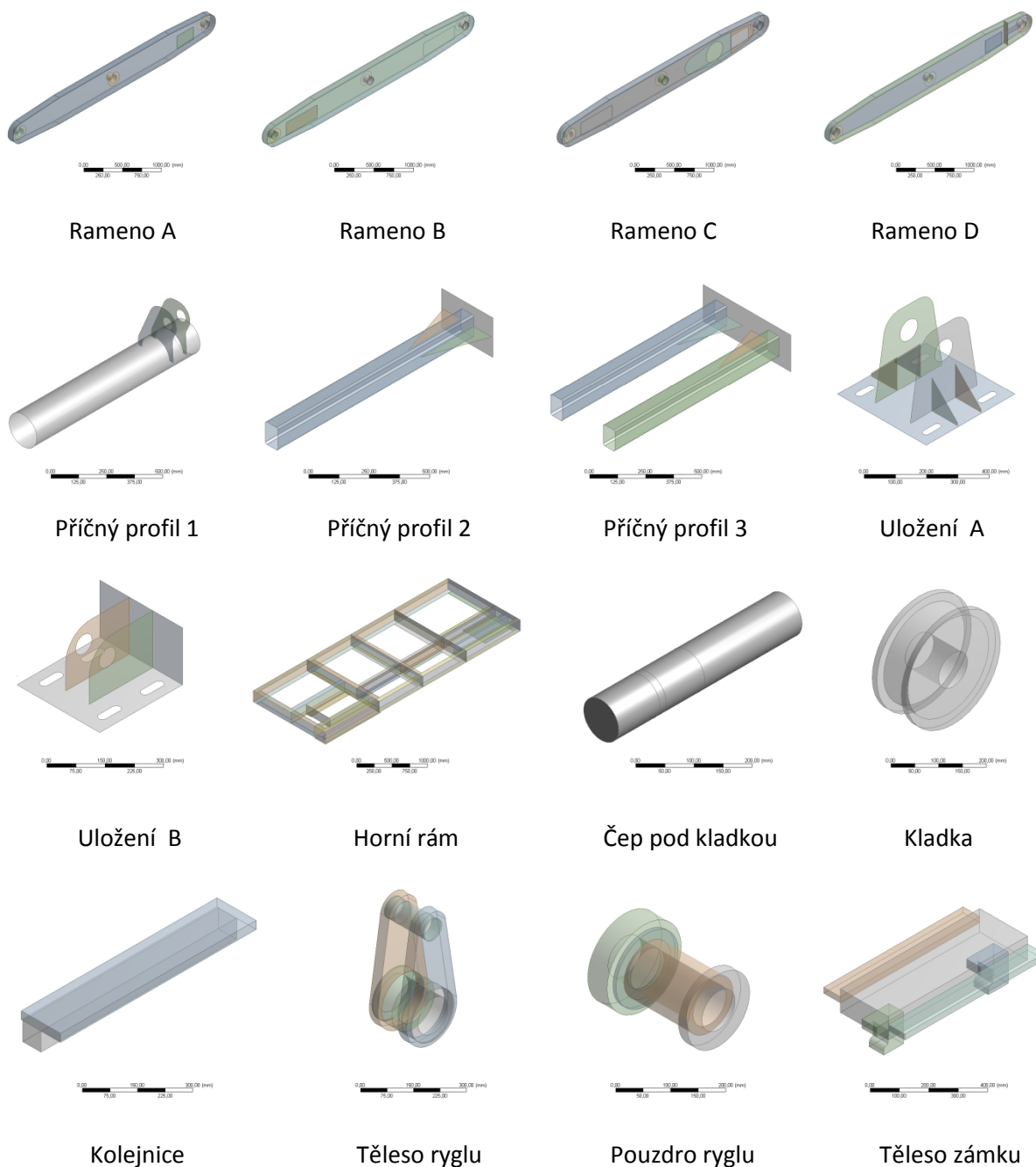
Pro tuto bakalářskou práci byl zvolen program ANSYS Workbench verze 13. Tento výpočtový program nabízí velké množství možností. Pro případy této bakalářské práce však vystačíme se statickou a modální analýzou, a také jejich kombinací. ANSYS jako takový nabízí velmi přehledné a uživatelsky příjemné grafické rozhraní. V jednom projektu je jednoduše možno počítat více analýz najednou, což značně usnadní a zpřehlední práci. Projekt zvedací plošiny je zobrazen na obr. 7. Při práci s programem ANSYS bylo využito literatury [4] a [5].



Obr. 7 – Projekt plošiny v programu ANSYS Workbench v.13

3.2 Tvorba geometrie

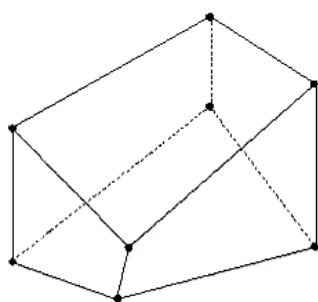
Hlavním cílem při tvorbě geometrického modelu plošiny bylo dosáhnout tohoto modelu co nejjednoduššího. Vzhledem k tomu, že tato zvedací plošina je poměrně členitá a skládá se z mnoha dílů (viz obr. 8), bylo důležitým bodem dobře zvážit, jakým způsobem bude objekt modelován. Podle toho bylo také nutno dopředu uvažovat, jaký typ prvku zvolit pro následné síťování a tvorbu modelu konečnoprvkového.



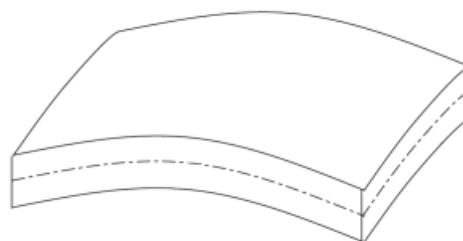
Obr. 8 - Modelované součásti

Protože plošina je převážně tvořena plechy a dalšími tenkými profily, bude geometrický model tvořen jako tenkostěnná konstrukce. U konečnoprvkového modelu pak bude použito skořepinových prvků (v angličtině Shell Elements). Modelování touto metodou je pro případ plošiny velmi výhodné, protože tento postup značným způsobem příznivě ovlivní počet prvků u konečnoprvkového modelu. Modelování prostorovými prvky (v angličtině Solid Elements) by bylo v případě velmi tenkých částí krajně nevhodné. Je to zřejmé již z principu samotného prostorového prvku, kdy jsou vyžadovány minimálně tři tyto elementy na tloušťce součásti. V našem případě by takto připravený model nebylo pro jeho rozměry téměř možné spočítat.

Prostorové prvky přesto budou v tomto modelu také použity. Jedná se o nezbytně nutné případy, jako například modelování čepů, kladek, pojezdových částí a také při modelování zámků. Prostorový a skořepinový prvek je zobrazen na obr. 9.



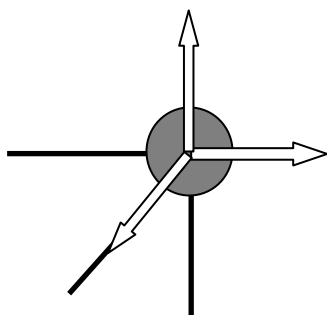
prostorový prvek



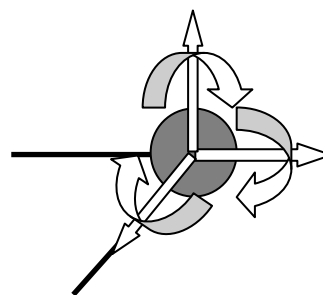
skořepinový prvek

Obr. 9 – Ukázka prostorového a skořepinového prvku

Podstatným rozdílem mezi skořepinovým a prostorovým prvkem je počet stupňů volnosti pro jednotlivé uzly těchto prvků. Prostorový prvek má tři stupně volnosti. To znamená, že přenáší tři síly v každém uzlu. Jsme tak u každého uzlu schopni zjistit tři silové reakce. Skořepinový prvek má šest stupňů volnosti. Přenáší navíc i momenty ve všech třech směrech (viz obr. 10). Rozdílný počet stupňů volnosti znemožňuje současné použití těchto prvků u jedné součásti. Na to bylo třeba při tvorbě geometrie brát ohled.



uzel prostorového prvku



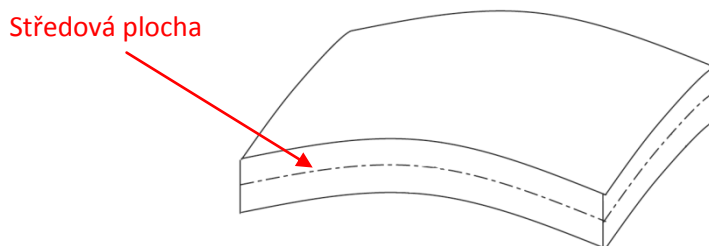
uzel skořepinového prvku

Obr. 10 – Stupně volnosti pro uzly jednotlivých typů prvků

Skořepinové prvky se převážně využívají u středně tenkých součástí. Jedná se především o nádoby, desky apod. Velkou výhodou oproti klasickému 3D prvku nabízí shell prvek v tom, že lze aplikovat pouze jeden na tloušťku součásti, což dokáže značně snížit celkový počet prvků řádově na třetinu.

Při vytváření skořepinového modelu, bylo nutno si uvědomit, že všechny součásti jsou modelovány od středních ploch (viz obr. 11). Na tento fakt se nesmělo zapomínat při zavádění rozměrů součástí, které byly v mnoha případech tímto modelováním ovlivněny. Takto vytvořeným skořepinám se teprve pak přiřazuje jejich tloušťka.

Při popisování prvků bylo čerpáno z [2].

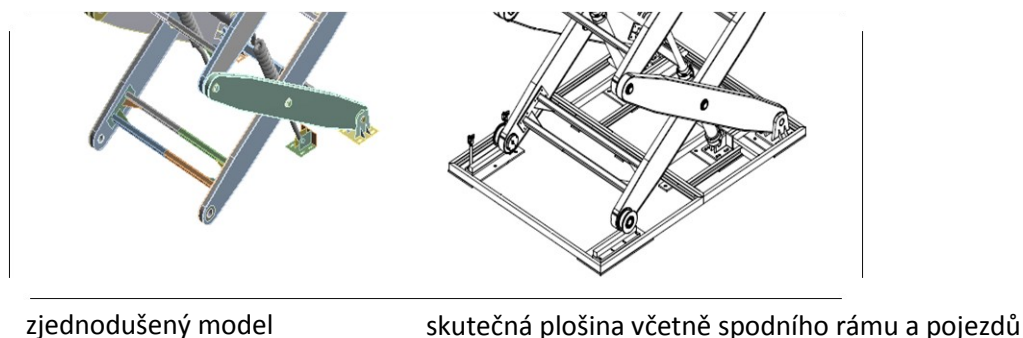


Obr. 11 – Středová plocha skořepinového prvku

3.3 Zjednodušení modelu

V rámci tvorby modelu bylo mnoho součástí plošiny modelováno zjednodušeně. Nebyly například modelovány šrouby, závlačky, pera a geometrie některých součástí je tvarově jednodušší. Podstatou těchto opatření bylo dosáhnout co nejjednoduššího modelu, a tím i vyšší rychlosti výpočtů. Současně však bylo třeba zachovat dostatečnou přesnost modelu, především v potřebných místech.

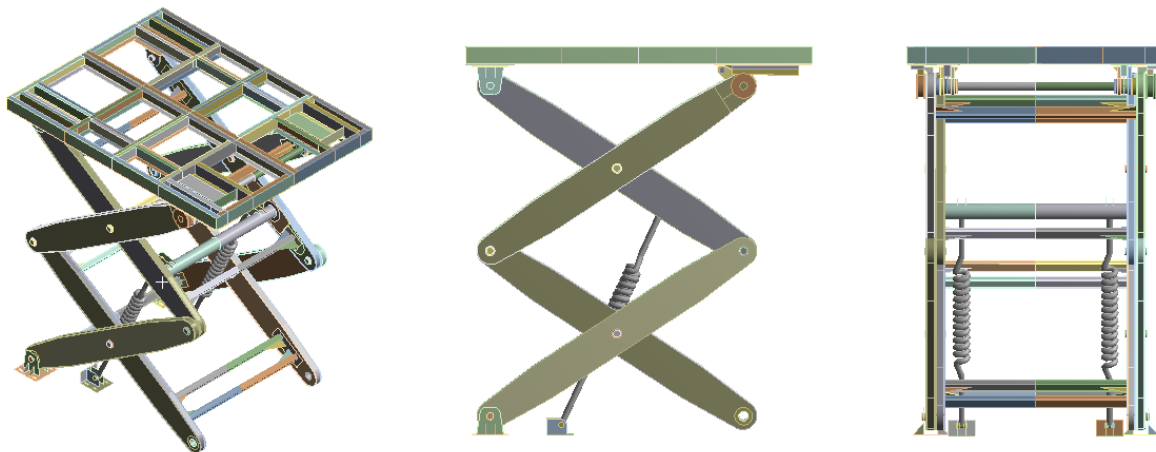
Do matematického modelu například není zahrnuta celá konstrukce spodního rámu, protože uložení ramen na spodní straně je ukotveno šrouby přímo do podloží, tím pádem se do tohoto rámu nepřenáší žádné namáhání. Modelovány jsou pouze patky ramen tak, jak je vidět na obr. 12.



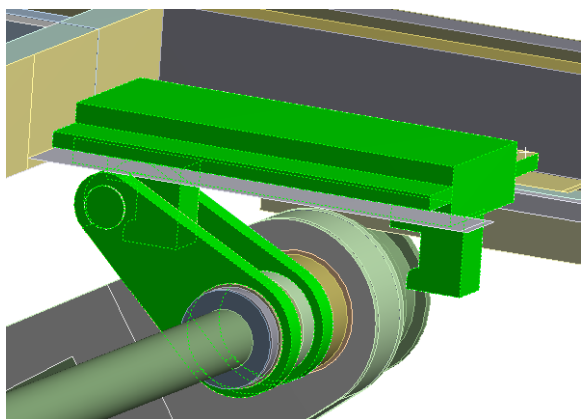
Obr. 12 – Zjednodušení modelu oproti skutečné plošině

Pro účely výpočtů byl značně zjednodušen i celý mechanismus zámku, protože jeho skutečná podoba je poměrně hodně komplikovaná. Především se jedná o ustavovací část mechanismu, která pro účely této práce nebude detailněji modelována. Zámek bude modelován pouze s háčky pro horní a dolní polohu zařízení. Modelováno nebude ani hydraulické ovládání ryglu.

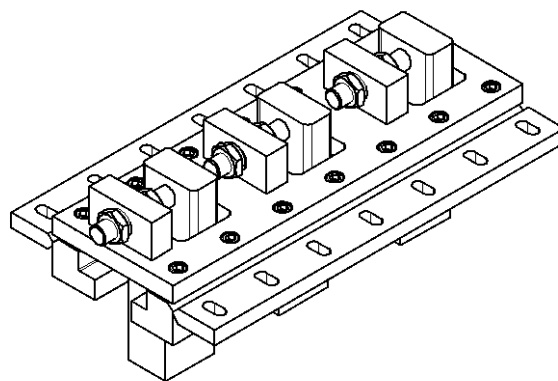
Výsledný zjednodušený model je na obr. 13. Porovnání modelovaného a skutečného zámku polohy je na obr. 14.



Obr. 13 – Zobrazení zjednodušeného modelu plošiny



zjednodušený model zámku

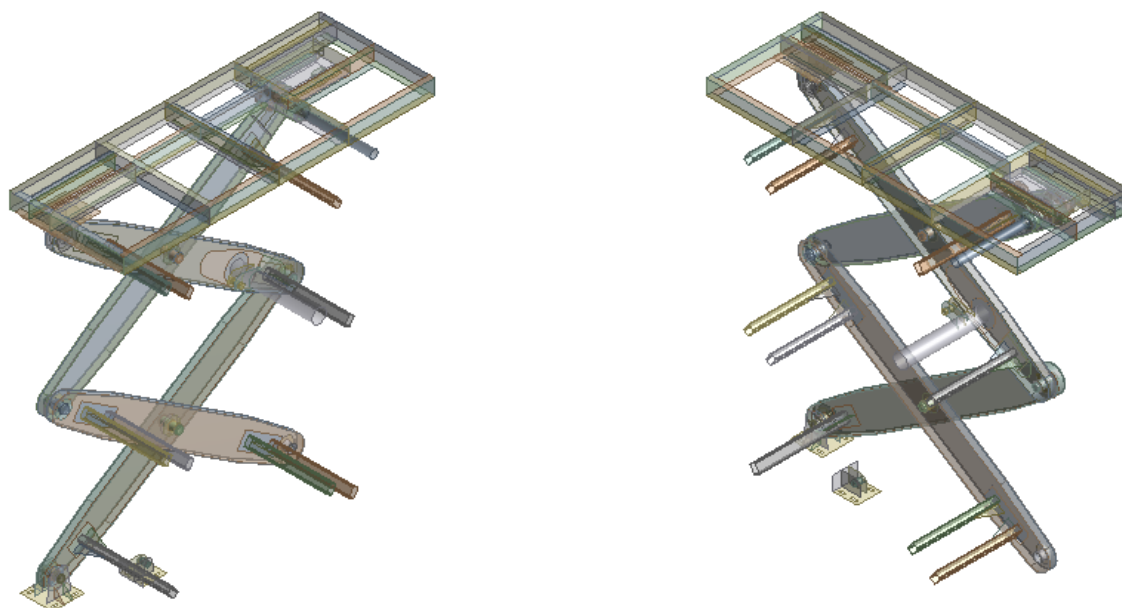


skutečný zámek

Obr. 14 – Porovnání modelu a skutečného zámku

3.4 Tvorba parametrické sestavy

Každá součást byla nejprve samostatně modelována v oddělené geometrii podle přiložených technických výkresů. Následně bylo třeba z těchto dílčích geometrií vytvořit jednu sestavu. Aby se s modelem dobře pracovalo při jeho vytváření a ladění, byl nejprve vytvořen poloviční model (viz obr. 15). Ten bude správně odladěn a upraven. Následně bude zrcadlově doplněn o druhou polovinu.



Obr. 15 – Polovina modelu plošiny

3.5 Parametrický model

Před vytvořením samotné sestavy bylo nutno uvážit, jakým způsobem bude sestava tvořena. Bylo totiž třeba vytvořit model, jehož poloha by se dala snadno měnit.

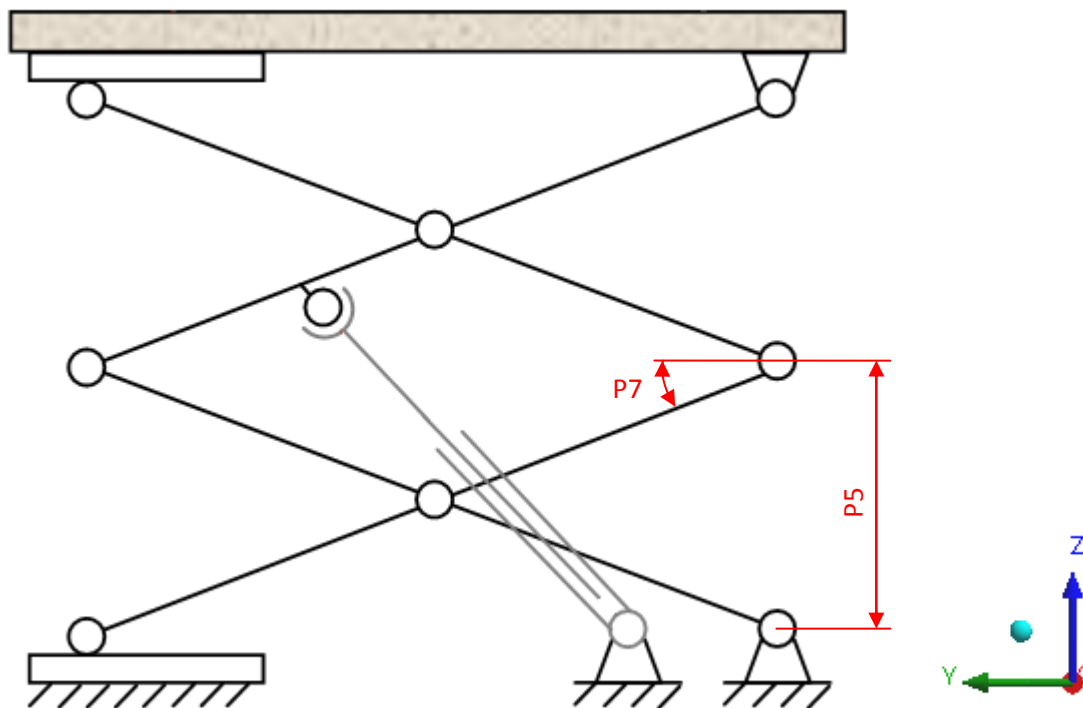
Takovou možnost představuje parametrický model. Jedná se o model, u kterého se dají jednoduše měnit jeho rozměrové vlastnosti (parametry), a to pomocí speciálního parametrického zadávání souřadnic všech částí sestavy. Tyto parametry jsou vedeny v tabulce patrné na obr. 16, kde lze tyto hodnoty libovolně editovat.

Outline of All Parameters				
	A	B	C	D
1	ID	Parameter Name	Value	Unit
4	P1	ROTACE1	33,065	
5	P4	POSUNUTI	108	
6	P5	VYSKA2	1855	
7	P7	ROTACE2	-33,065	
8	P8	VYSKA3	1855	
9	P9	ROTACE3	33,065	
10	P10	VYSKA4	3710	
11	P11	ROTACE4	-33,065	
12	P12	POSUNUTI4	108	
13	P13	POSUNUTI5	108	
14	P14	VYSKA5	3710	
15	P15	VYSKA6	3945	

Properties of Outline C6: P5	
A	B
1	Property
2	Value
3	General
4	Description
5	Error Message
6	Expression
7	Expression Type
8	Usage
9	Quantity Name

Posunutí v ose Z

Natočení kolem osy X



Obr. 16 – Tabulka parametrů plošiny s příkladem uvedeným na kinematickém schématu

Vhodným přepočtem a kombinováním těchto parametrů bylo možno dosáhnout stavu, kdy pohyb celé plošiny je možno ovládat změnou jediného parametru. V našem případě úhlem α , což je úhel sklonu ramene plošiny. Z tohoto rozměru pak byly dopočítány jednoduchými goniometrickými funkcemi ostatní parametry (viz vzorec 1–3), což právě probíhá vždy automaticky při změně tohoto úhlu. Tímto bylo možné dosáhnout velmi pohodlné manipulace s celým modelem (viz obr. 17). Níže jsou uvedeny některé vybrané vzorce.

$$P6 = 33,065^\circ$$

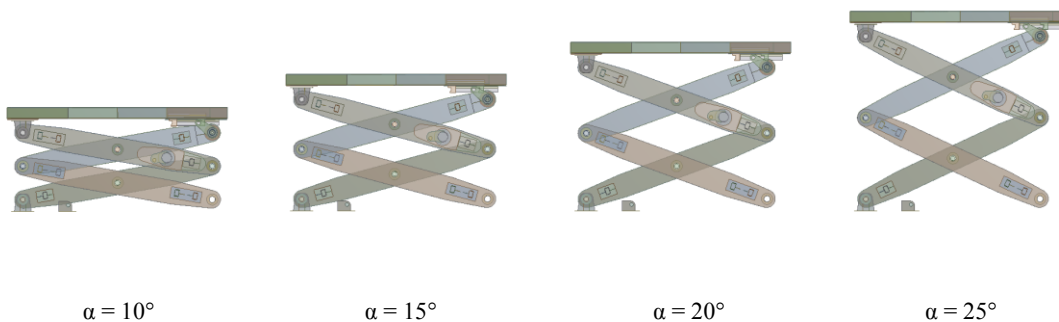
Vzorec 1 – Parametr pro úhel sklonu α ramene pro horní polohu

$$P21 = 1700 * \cos (P6)$$

Vzorec 2 – Parametr pro polohu středu ramene pro tento úhel v ose y

$$P26 = 1700 * \sin (P6)$$

Vzorec 3 – Parametr pro polohu středu ramene pro tento úhel v ose z



Obr. 17 – Ukázka změny parametru α

4. Vazby

Pro správné fungování modelu je nyní nutno zavést okrajové podmínky. Odlišujeme dva typy - vazby a kontakty. Při tvorbě vazeb a kontaktů bylo čerpáno z [6].

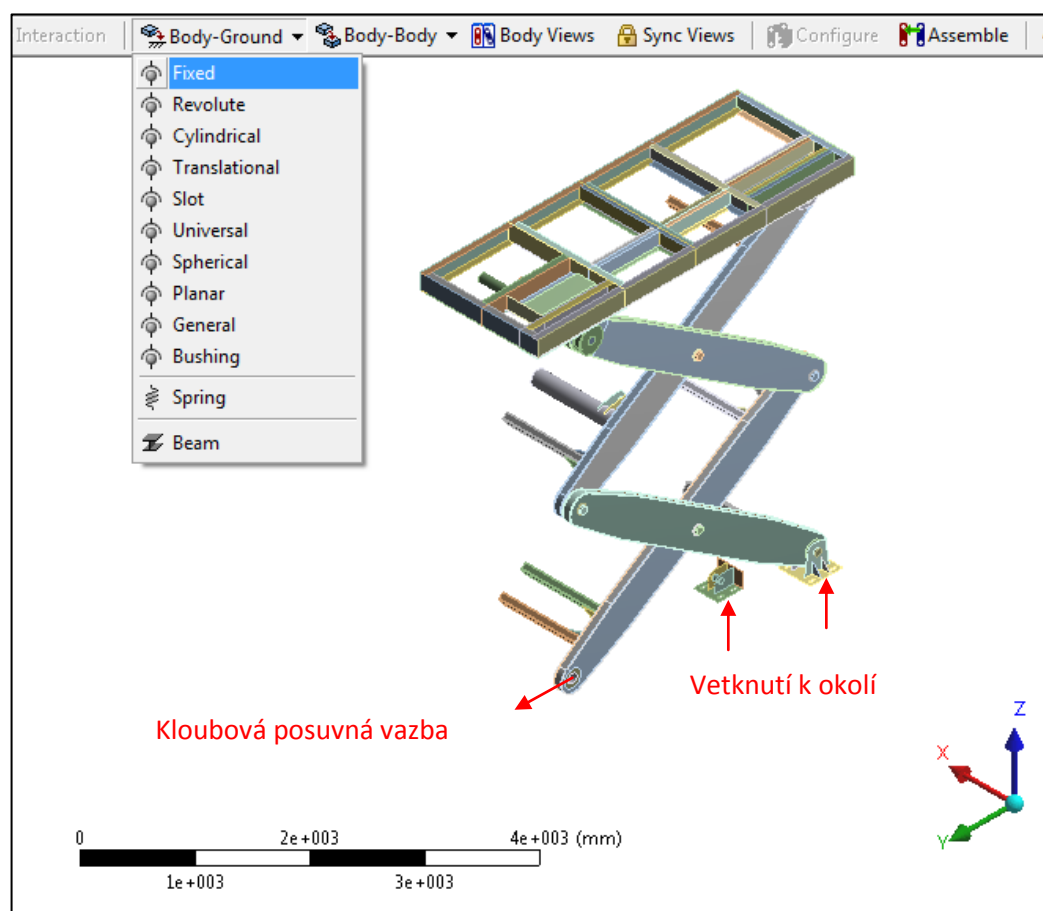
Vazby jsou vhodné pro aplikaci v místech, kde je potřeba spojit hranu s plochou. Jedná se například o uložení čepů.

Kontakty vzájemně spojují dvě plochy. V mnoha případech se některé části geometrického modelu, vlivem zjednodušení, ani přímo nedotýkají. Pro takové účely bylo použito lineárního kontaktu nutné (popsáno v kap. 4.2).

4.1 Zavádění vazeb

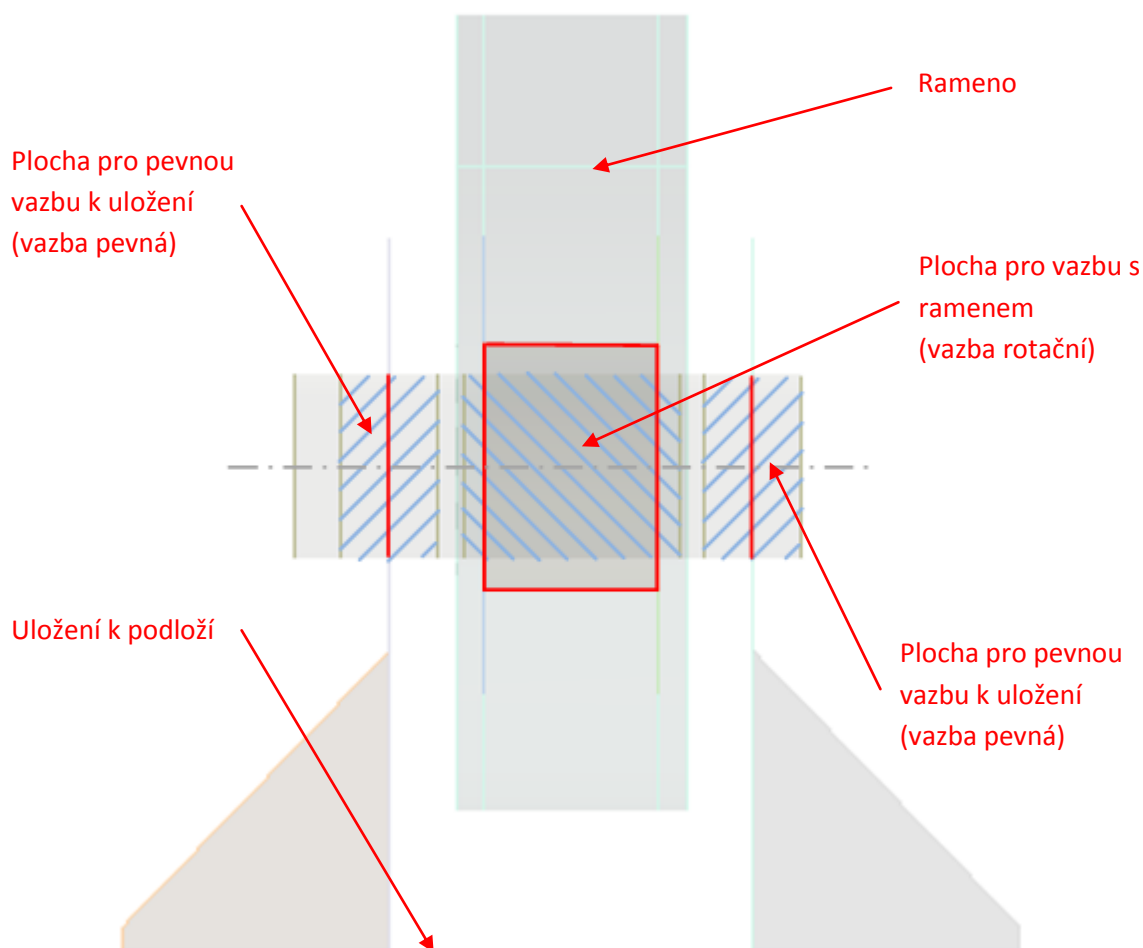
V první řadě bylo třeba uchytit celou soustavu v prostoru (viz obr. 18). K tomuto účelu bylo použito pevného vetknutí patky ramene i uchycení hydraulického válce k okolí. V případě pojezdu zde byla aplikovaná vazba kloubová posuvná s možností rotace kolem osy x.

V horní části, kde se ramena připojují ke stolu, se postupovalo obdobným způsobem, jako na straně spodní. Patky byly pevně uchyceny ke stolu a odvalování kladky po kolejnici bylo opět zajištěno posuvnou kloubovou vazbou.



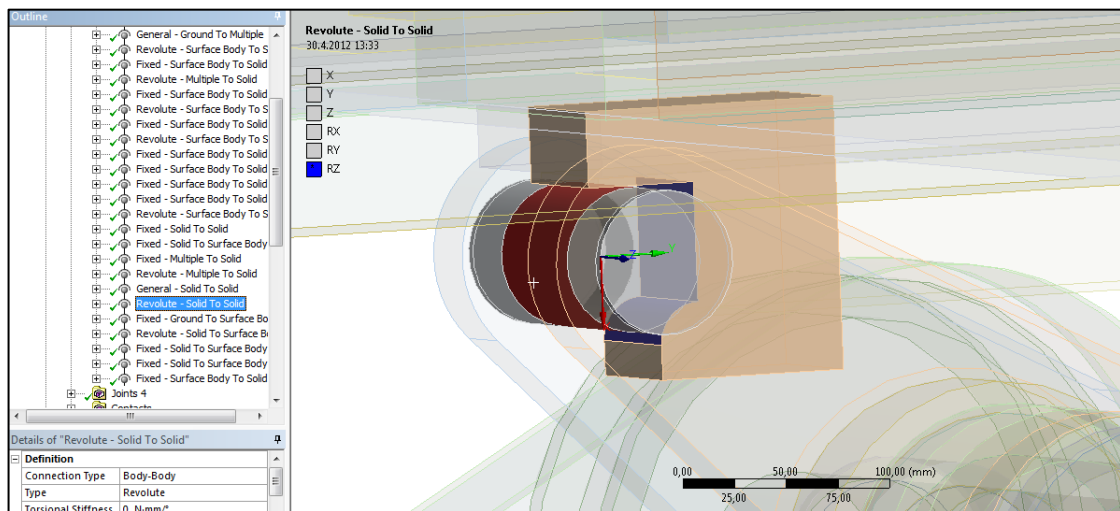
Obr. 18 – Zavádění vazeb vůči okolí

Důležitými vazbami jsou vazby spojující ramena konstrukce. Pro vytvoření kvalitních vazeb v těchto místech byl každý čep rozdělen na více ploch, které přesně odpovídají šířkám ramen a uložení. Každá z vazeb pak byla přiřazena k odpovídající plošce na čepu. Díky tomuto řešení bylo jednoduše možno přiřadit vždy k jednomu rameni rotační vazbu vůči čepu a k druhému rameni vazbu pevnou. Na obr. 19 je patrný řez v místě uložení ve spodní části plošiny.



Obr. 19 – Řez v místě uložení

Dalšími vazbami bylo třeba definovat i chování zámku polohy. Rygl je uložen na kluzném ložisku a otáčí se kolem trubky, na které je usazen. Zde byla opět použita rotační vazba. V místě dotyku ryglu se zámkem bylo také použito rotační vazby, abychom umožnili v kontaktu obou těchto částí jejich vzájemné pootočení (viz obr. 20).

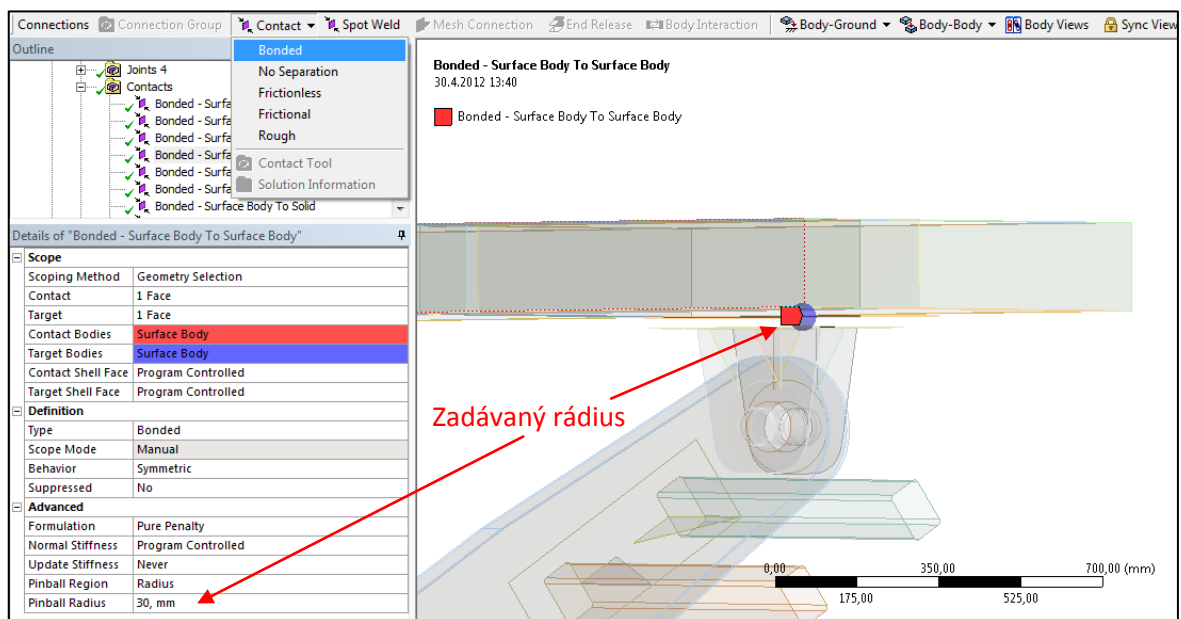


Obr. 20 – Vazba v místě kontaktu ryglu s háčkem zámku

4.2 Řešení vazeb pomocí lineárního kontaktu

V případech, kdy bylo třeba spojované součásti k sobě přichytit pouze v místech, kde se dotýkají, bylo nutno využít takzvaných kontaktních spojení. Tento druh spojení umožňuje součásti spojit tak, že jsou pevně spojeny jen v místě dotyku a zbylé části se mohou libovolně vůči sobě deformovat. Tento typ kontaktu se nazývá pevný lineární kontakt.

Lineární kontakt umožňuje pomocí rádiusu působnosti číselně určit oblast, ve které platí, že součásti, které do tohoto rádiusu zasahují, jsou spolu pevně spojeny. Ukázka zavádění „lineárního kontaktu je patrná na obr. 21.

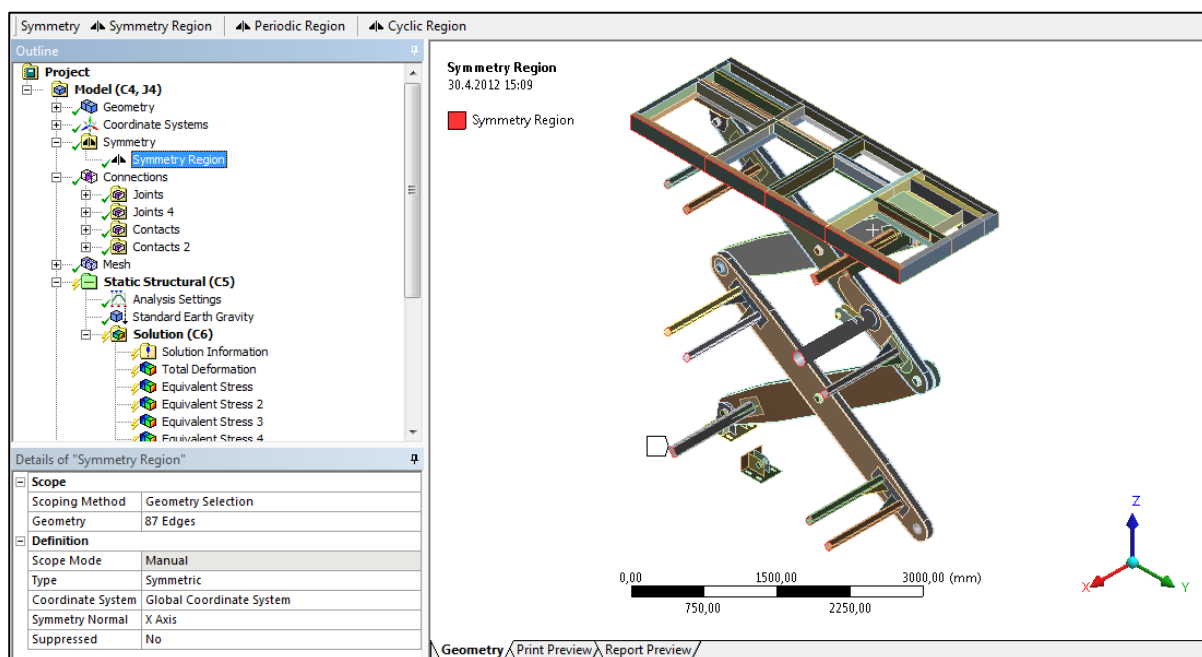


Obr. 21 – Zavádění lineárního kontaktu pomocí rádiusu působnosti

Této možnosti bylo využito na všech místech, kde bylo třeba k sobě takto součásti připojit. Jedná se především o připojení horních plechů ke stolu plošiny a také přivařených profilů pro uchycení vrchní kolejnice a uložení. V neposlední řadě také k uchycení tělesa zámků k rámu stolu.

4.3 Symetrie

Abychom mohli pro účely ladění pracovat s polovičním modelem, bylo třeba zavést do modelu podmínky symetrie. K tomuto účelu v ANSYSu slouží funkce „symmetry“. Ta nám umožní aplikovat symetrii na zvolené plochy (viz obr. 22).



Obr. 22 – Zavádění symetrie

5. Tvorba sítě a její úprava

Protože se jedná o řešení pomocí metody konečných prvků, je třeba na geometrickém modelu vytvořit model konečnoprvkový (viz obr. 23), se kterým potom lze provádět výpočty.



Obr. 23 – Konečnoprvkový model

5.1 Tvorba konečnoprvkového modelu

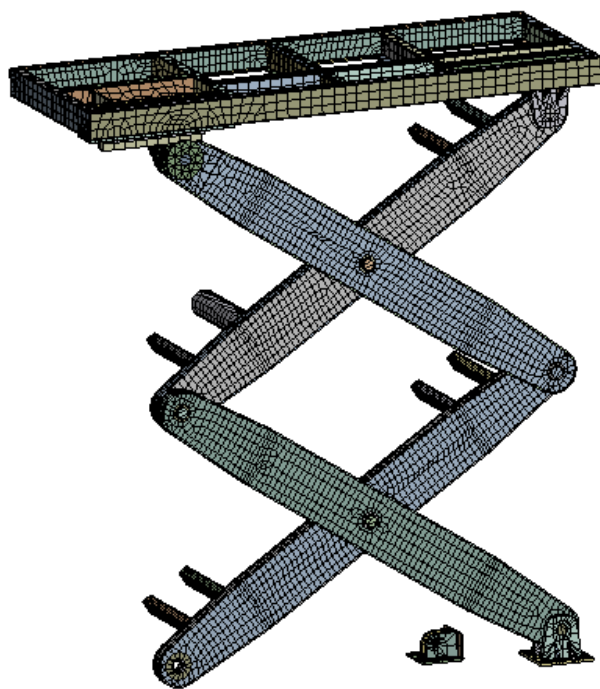
V tomto bodě je možno zásadně ovlivnit konečnou velikost celého řešení. Snahou je dosáhnout správného kompromisu mezi přesností konečnoprvkového modelu a rychlostí výpočtu.

ANSYS, jako takový, nabízí více nástrojů pro tvorbu a úpravu sítě. V první řadě je jím automatický síťář. Ten jednoduše vygeneruje síť automaticky bez dalších zásahů uživatelem.

5.2 Úprava generované sítě

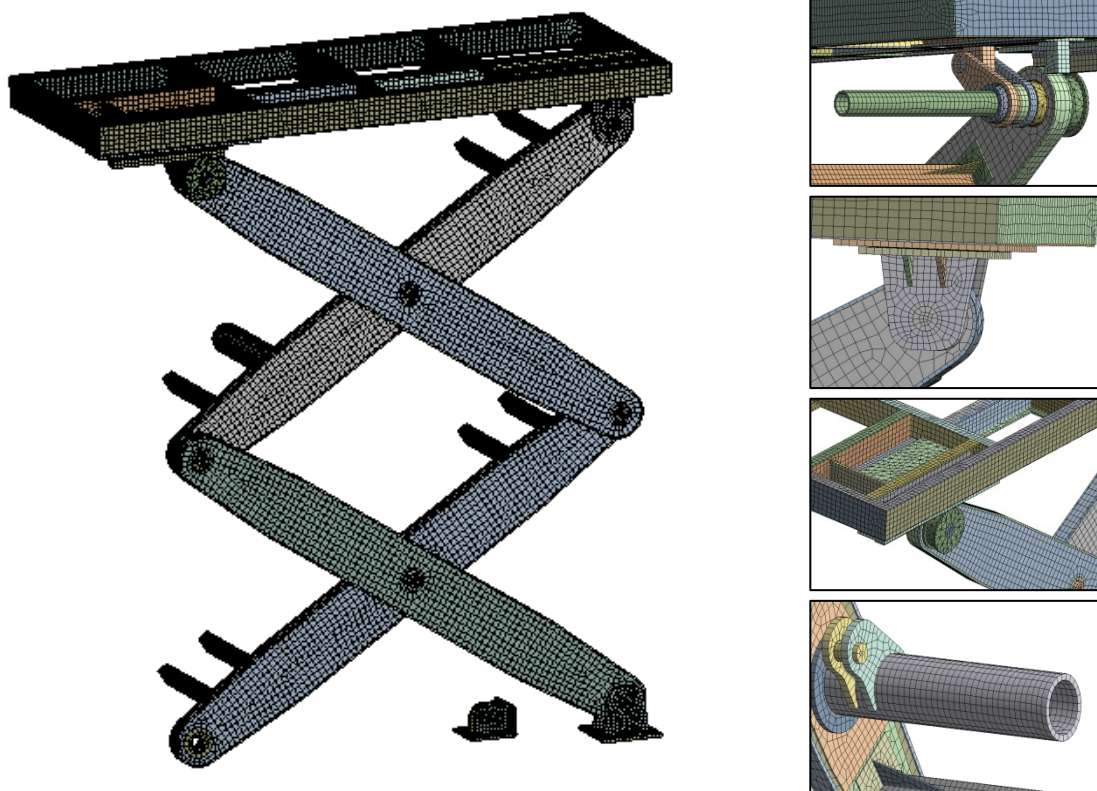
S automaticky generovanou sítí je již možno dosáhnout výsledků, ale pro kvalitnější výpočet je dobré vygenerovanou síť dále modifikovat. Je totiž nutné zvážit, které části modelu jsou kritické a která místa jsou pro nás důležitá. Když například budeme hledat velikost napětí v čepech, uděláme v tomto místě jemnější síť, než třeba na součásti, která má pouze vedlejší roli a stav nás v tomto místě příliš nezajímá. Tuto variabilitu hustoty sítě nám umožňuje především funkce „sizing“. Pomocí této funkce je možno pro označené části modelu zvolit jinou velikost prvku. Velikostí prvku je označena jeho jakási průměrná délka.

Protože při ladění modelu je důležitá rychlost, byla nejprve použita velmi hrubá síť, aby bylo možno rychle dosáhnout orientačních výsledků. Pro toto ladění byla ponechána síť vygenerovaná automaticky s velikostí prvku 80 mm (viz obr. 24).



Obr. 24 – Hrubá síť pro předběžné ladění modelu

Následně po odladění modelu byla vygenerována síť jemnější s velikostí prvku 25 mm. Hustota elementů pak byla mírně snížena po stranách ramen, kde si vystačíme s menším množstvím prvků. Výsledná síť je vidět na obr. 25.



Obr. 25 – Výsledná síť modelu, která byla využita k výpočtům

Počet uzlů a prvků u výsledné sítě je vypsán v tab. 4. Při výpočtech s tímto optimálním nastavením sítě bylo dosaženo velikosti výpočtů okolo 15 Gb dat.

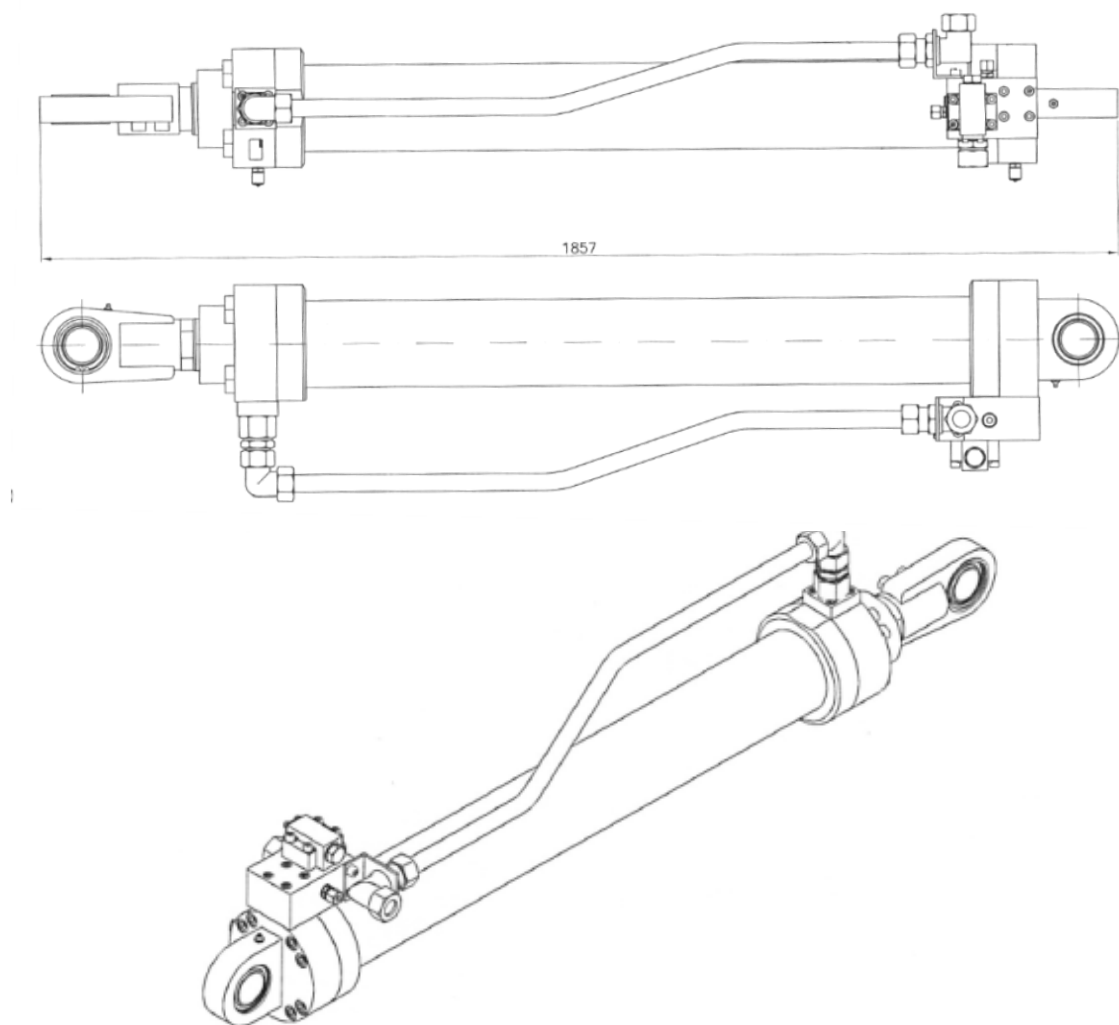
Číselná charakteristika konečnoprvkového modelu	
Počet uzlů	146 234
Počet prvků	96 188

Tab. 4 – Číselná charakteristika konečnoprvkového modelu

Při vytváření konečnoprvkové sítě bylo čerpáno z [5].

6. Hydraulický válec a jeho modelování

Hlavním polohovacím zařízením této zvedací plošiny jsou dva hydraulické písty (viz obr. 26). Tyto prvky bylo také nutno určitým způsobem vymodelovat a zakomponovat do konečnoprvkového modelu. Nebylo však bezprostředně nutné detailně modelovat celý systém hydraulických válců, neboť napětový stav přímo v těchto místech nás nezajímá.



Obr. 26 – Výkresová dokumentace hydraulického válce

6.1 Výpočet tuhosti

Jediným pro nás podstatným parametrem těchto hydraulických válců je jejich tuhost. Ta nám vystačí k tomu, aby bylo možno charakterizovat nosné vlastnosti těchto hydraulických válců. Tuto vypočtenou tuhost následně zavedeme do modelu jako lineární pružinu. Takto je tedy možno zredukovat složitý model válců do jednoduchého prvku.

Při výpočtu tuhosti hydraulického válce vycházíme z jeho rozměrů a to především z rozměrů pracovního prostoru válce. Tyto hodnoty byly získány z příložené výkresové dokumentace. Podstatným parametrem je takzvaný objemový modul stlačitelnosti kapaliny K . Tento součinitel nabývá hodnot uvedených v tab. 5. Na tento koeficient má vliv složení hydraulické kapaliny a její stav. Pro náš případ byla zvolena hodnota objemového modulu stlačitelnosti kapaliny $K = 1,3 \text{ GPa}$.

Hodnota objemové stlačitelnosti kapaliny K	
hydraulická kapalina	K [GPa]
minerální oleje	1,3 ÷ 1,8
Mírně zavzdušněné kap.	1

Tab. 5 – Hodnota objemové stlačitelnosti kapaliny K

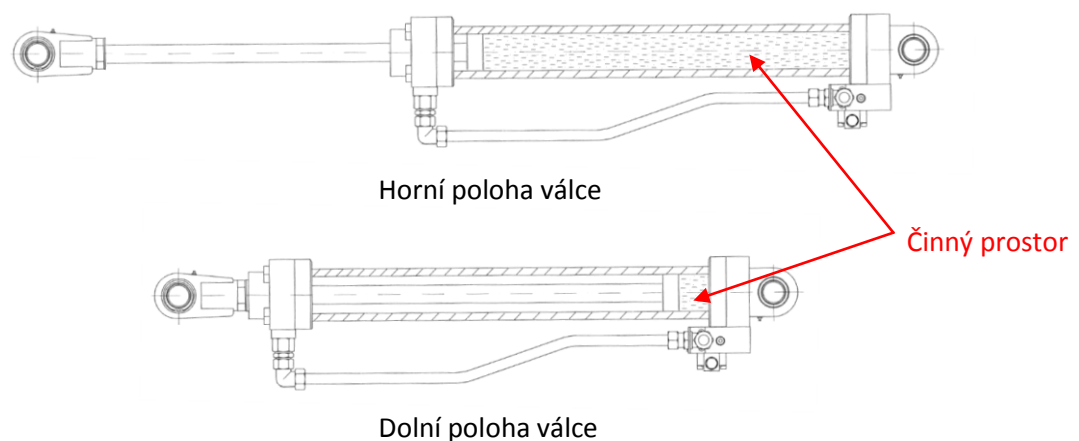
Pro stanovení tuhosti válce byl použit vzorec (1) z [7], kde K_{hydro} označuje tuhost, S je plocha činného průřezu a V_0 je označení pro objem pracovní kapaliny uvnitř válce před jeho zatížením.

$$K_{\text{hydro}} = \frac{K \cdot S^2}{V_0} \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad (1)$$

Tuhost hydraulického válce počítáme pro horní a dolní polohu (viz tab. 6). Obě pracovní polohy válce jsou zobrazeny na obr. 27.

Tuhosti hydraulického válce v jednotlivých polohách	
Horní poloha	17 727 N/mm ²
Dolní poloha	292 640 N/mm ²

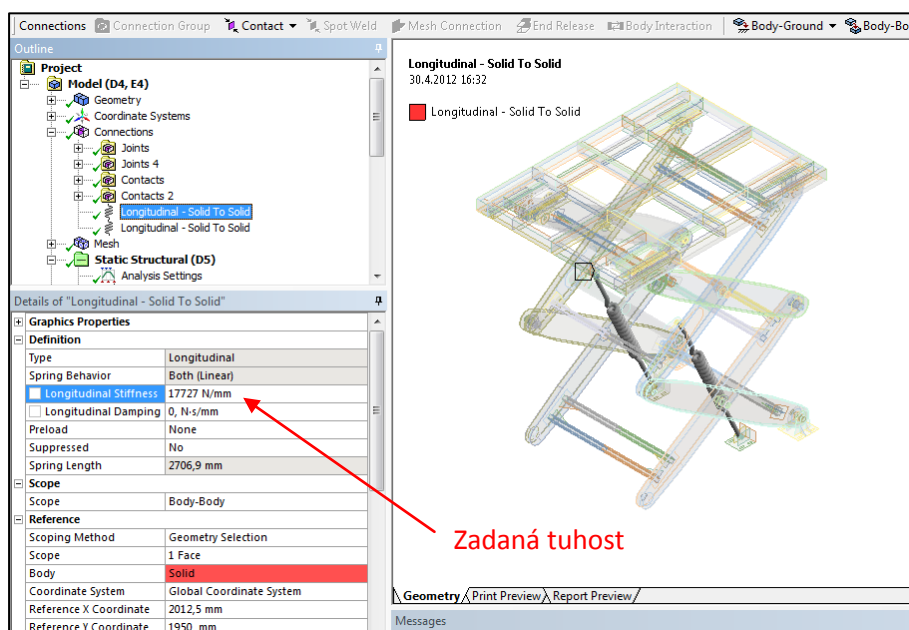
Tab. 6 – Tuhosti hydraulického válce v jednotlivých polohách



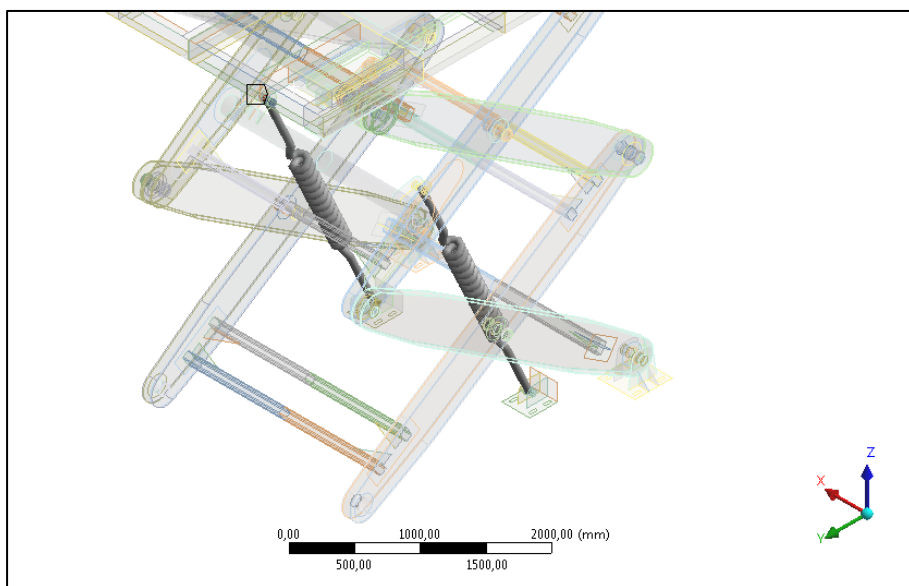
Obr. 27 – Zobrazení činného prostoru válce pro horní a dolní polohu

6.2 Zavedení hydraulických válců do sestavy

Pomocí těchto tuhostí pak bylo následně možno zavést vliv hydraulických válců do celé sestavy. Fyzicky namodelovány byly pouze úchyty pro hydraulické válce a samotný mechanismus válců byl nahrazen dvěma lineárními pružinami, kterým byla přiřazena jejich patřičná tuhost (viz obr. 28). Takto namodelované nosné hydraulické válce jsou v modelu vizuálně znázorněny jako pružiny (viz obr. 29).



Obr. 28 – Zavádění tuhosti válce do modelu



Obr. 29 – Vizualizace hydraulických válců v modelu formou pružin

7. Ladění modelu

Pomocí ladění budeme zjišťovat případné nedostatky v zavádění vazeb a kontaktů. Pokud by byla některá z vazeb špatně zavedena, nevedlo by řešení u výpočtů ke konvergenci.

Ověříme si, zda zavedené vazby fungují. Také se projeví místa, kde vazby například nebyly omylem vůbec zavedeny. Laděním lze jednoduše opravit všechny nedostatky modelu a připravit jej na výpočet.

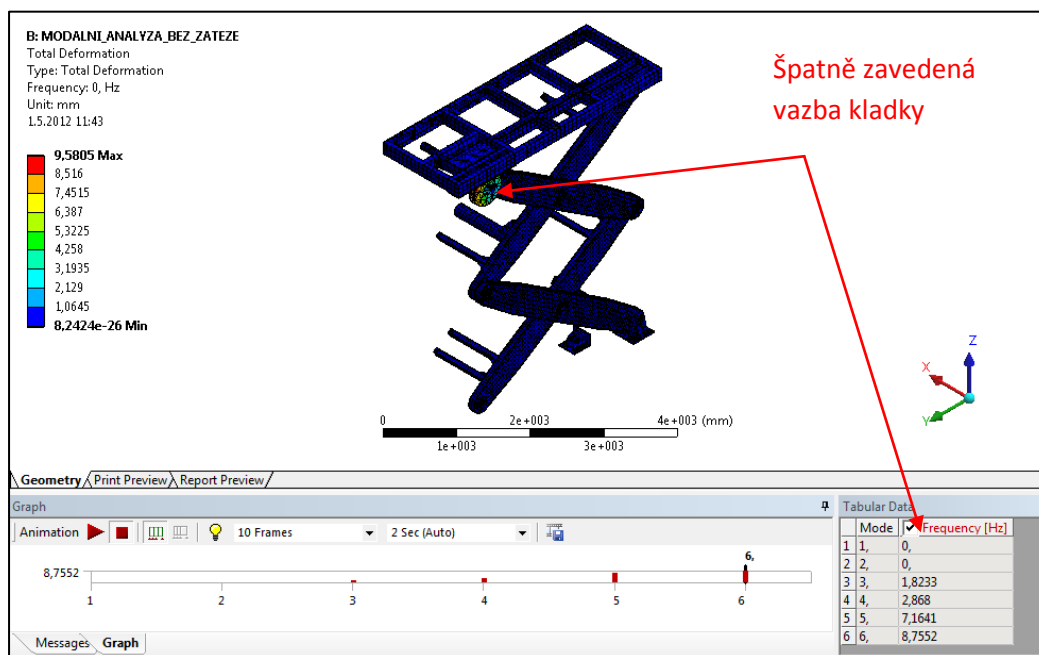
Pro ladění modelu byla zvolena pouze polovina celého modelu. Cílem bylo především dosáhnout kratší doby počítání.

7.1 Způsob ladění

Způsob, jakým se model odladí, je pomocí modální analýzy. Modální analýza se zabývá hledáním vlastních tvarů kmitání dané součásti. Výstupem takovéto analýzy jsou jednotlivé vlastní frekvence, v případě MKP řešičů lze tyto výsledky i graficky zobrazit pomocí animací. Pro potřeby ladění využijeme modální analýzy, kde zjišťujeme vlastní tvary a frekvence u nezatíženého modelu. Více o vlastních tvarech a frekvencích v [7] a [8].

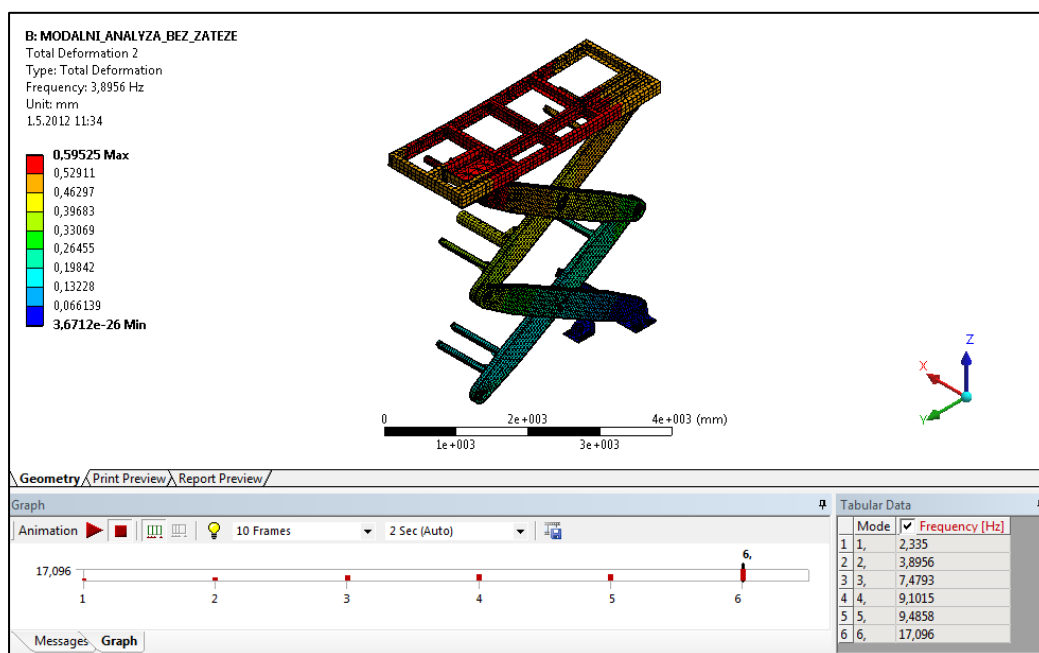
V případě ladění modelu se tolik ještě nezajímáme o samotné hodnoty vlastních frekvencí. Předmětem ladění je totiž hledání velmi nízkých vlastních frekvencí (tím i tuhostí), které poukazují na pohyb soustavy.

V místě, kde například odhalíme chybějící vazbu, se značně sníží tuhost celé konstrukce a hodnoty prvních vlastních frekvencí nabudou velmi malých hodnot, blízkých se k nule. Díky tomuto jevu jsme schopni odhalit možnou chybu v modelu. To, kde se v modelu daná chyba nachází, nám ukáže vlastní tvar kmitání na této frekvenci (viz obr. 30). Špatně uchycená součást se totiž projevuje nechtěným kmitáním.



Obr. 30 – Odhalení chybějící vazby pomocí modální analýzy

Zda je model správně odladěn a všechny chyby a nedostatky byly odstraněny, se dá jednoduše poznat tak, že všechny vlastní frekvence nabývají rozumných hodnot. V tomto okamžiku by měl model fungovat správně. Posledním ověřením jeho správnosti při ladění modelu je kontrola jeho vlastních tvarů. V této fázi se lze spolehnout především na zkušenosti a schopnosti rozpoznat případné podezřelé tvary kmitání. Správně odladěný model je vidět na obr. 31.

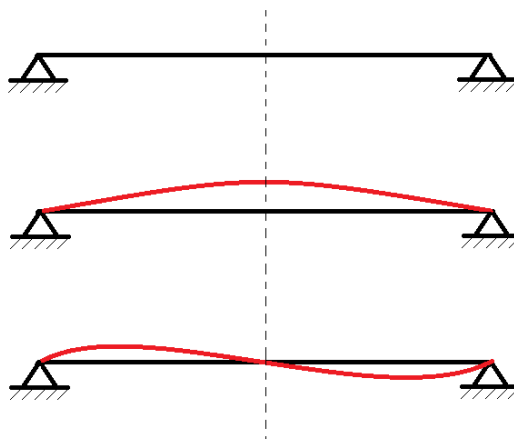


Obr. 31 – Správně odladěný poloviční model

7.2 Tvorba celého modelu

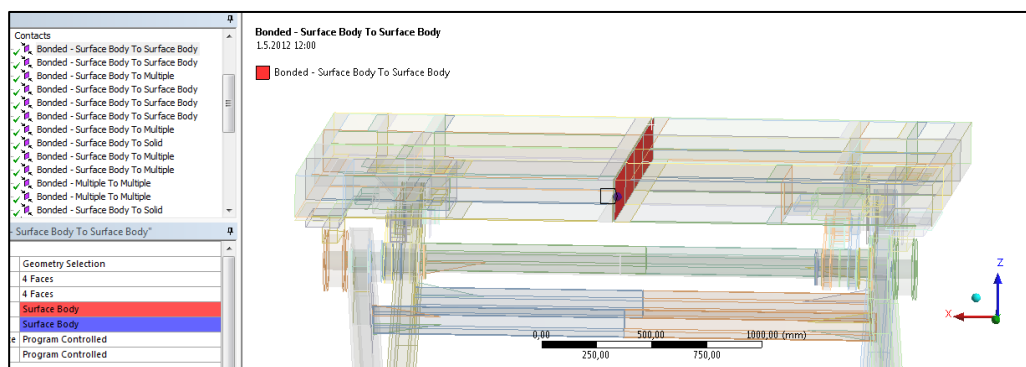
Ozrcadlení poloviny plošiny a vytvoření celého modelu předtím, než se začne počítat, je klíčové. Poloviční model by nám vystačil pouze v případě, že bychom hledali jen napětí a deformace, a to při použití symetrického zatížení. Ovšem v momentě, kdy hledáme i vlastní tvary kmitání plošiny a jejich frekvence, popřípadě napětí a deformace při nesymetrickém zatížení, dopustili bychom se při počítání s polovičním modelem zásadní chyby.

Při řešení modální analýzy totiž není možno uvažovat symetrii modelu vzhledem k tomu, že by naše výsledky byly ochuzeny o některé vlastní tvary a frekvence. Předvedeno na případu jednoduchého nosníku (viz obr. 32), kde první vlastní tvar je symetrický. Ovšem, když budeme uvažovat již druhý vlastní tvar, je zřejmé, v čem tkví problém symetrie. Takový tvar by nám u polovičního modelu unikl. Při řešení deformací by nám pak symetrie znemožnila posuv ve směru kolmém k ploše této symetrie. Proto je tvorba celého modelu tak důležitá.



Obr. 32 – Vlastní tvary kmitání nosníku a jejich vliv na symetrii

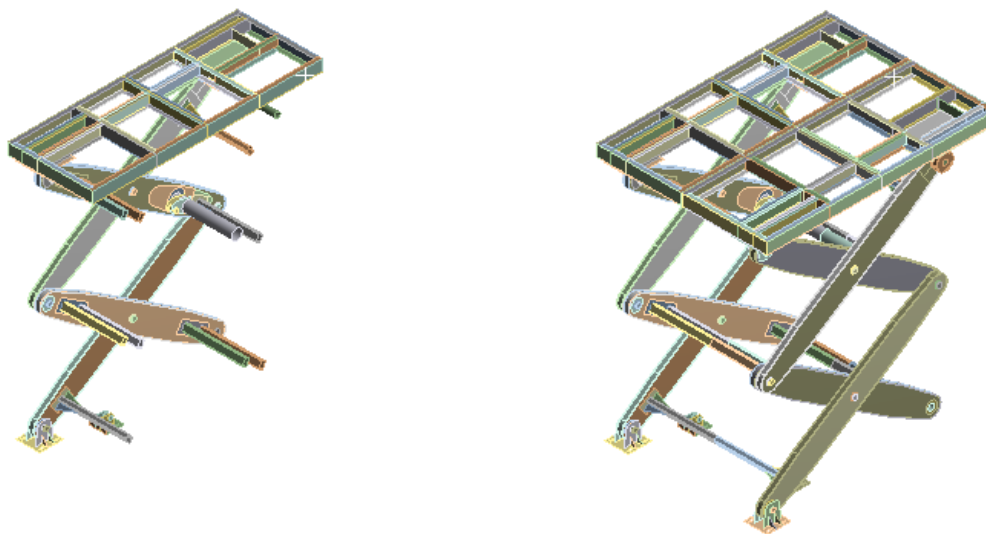
Zrcadlením vytvořenou druhou polovinu plošiny pak doplníme o chybějící vazby (viz obr. 33).



Obr. 33 – Zavádění chybějících vazeb po ozrcadlení modelu

7.3 Ladění celého modelu

Následně po ozrcadlení a doplnění všech potřebných vazeb proběhne ladění celého modelu. Tentokrát především pro kontrolu vazeb a kontaktů týkajících se ozrcadlené poloviny plošiny. Nově je již také možno sledovat i vlastní tvary kmitání, které do této doby vlivem symetrie nebylo možné získat. Po odladění a dokončení všech potřebných úprav na celém modelu plošiny je tento model konečně připraven k zavedení silových účinků a k samotným výpočtům. Výsledný odladěný model je zobrazen na obr. 34.



Obr. 34 – Plošina před a po zrcadlení

8. Aplikace zatížení a tvorba předepjatých modálních analýz

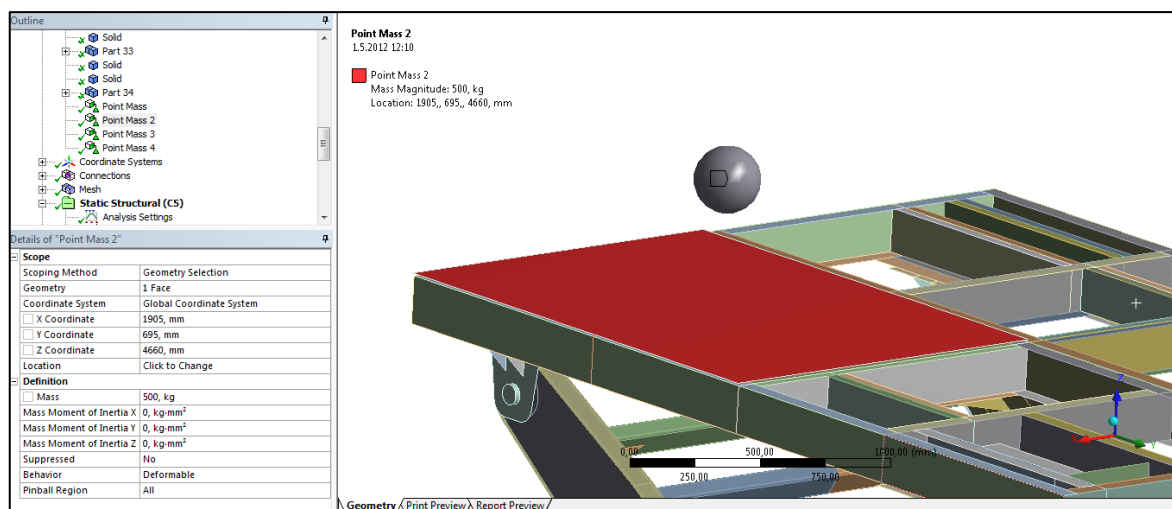
Do vytvořené sestavy je nyní nutné zadat silové okrajové podmínky. Pro účely zavedení silových podmínek byla zvolena metoda hmotných bodů.

8.1 Zavedení hmotných bodů

Metoda zavádění silových účinků pomocí hmotných bodů spočívá v tom, že na zvolenou plochu se zatížení aplikuje formou jediného hmotného bodu, kterému se přiřadí hmotnost a vzdálenost působíště od plochy jak je vidět na obr. 35.

Tato vzdálenost hmotného bodu od plochy, na kterou byl aplikován, byla pro všechny případy zvolena 0,5 m.

Toto řešení elegantním způsobem poměrně přesně vystihuje charakter skutečného zatížení v těchto místech.

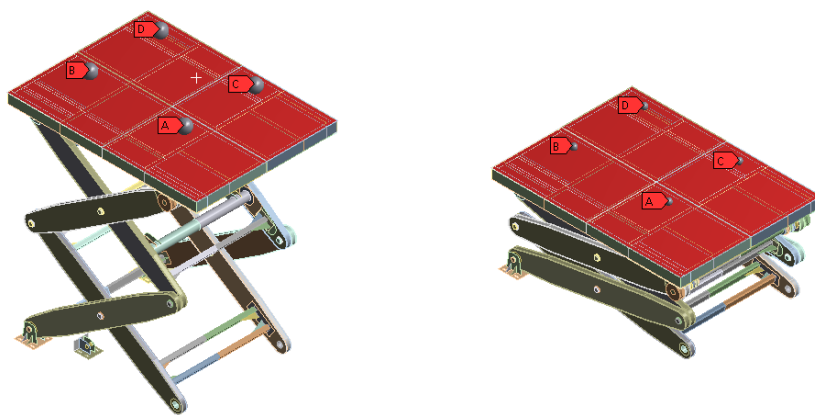


Obr. 35 – Aplikace hmotného bodu na danou plochu

Aby bylo možno na horní stůl toto zatížení aplikovat, bylo nutno pro tento účel namodelovat jednoduché plochy. Těmto plochám byla přiřazena jen velmi malá tloušťka a byly jim přiřazeny vlastnosti materiálu, které jen nepatrně zasáhnou do tuhosti celé sestavy. Tyto plochy jsou totiž vytvořeny pouze za účelem aplikace zatížení a nechceme, aby se nějak jejich vlastnosti projevíly na výsledcích.

8.2 Zátěžné stavy plošiny

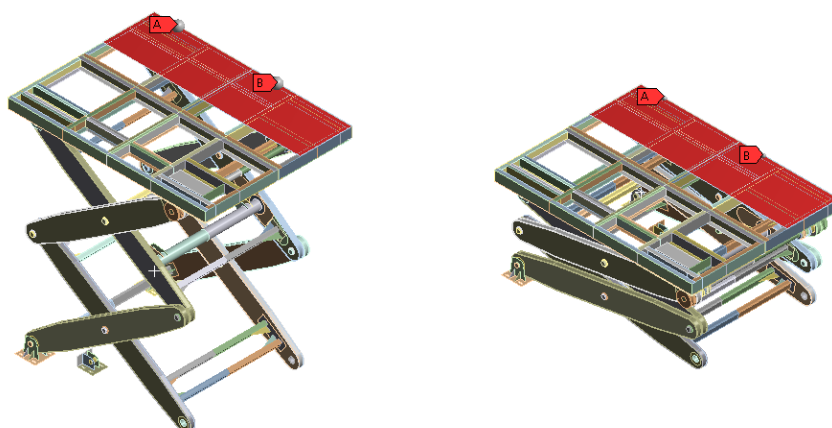
Analýzy budeme provádět se dvěma zátěžnými stavy. Prvním symetrickým, kdy platí, že na plošinu působí symetrické zatížení 2000 kg po celé ploše stolu. Tato hmotnost byla rozdělena do čtyř hmotných bodů po 500 kg a aplikována na čtyři shodné plochy na horním stole (viz obr. 36).



Obr. 36 – Zavedené hmotné body v obou polohách pro symetrický stav zatížení

Druhý zátěžný stav je nesymetrický a působení váhy 1000kg/m^2 je aplikováno při nejnepříznivějším umístění na okraji plošiny (viz obr. 37).

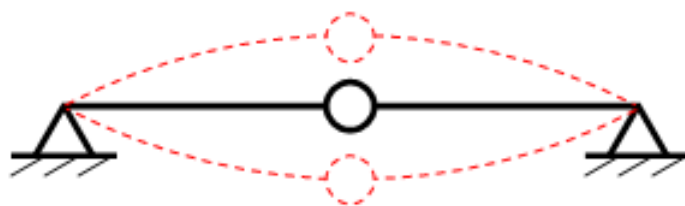
S těmito zatíženími budou vytvořeny všechny analýzy.



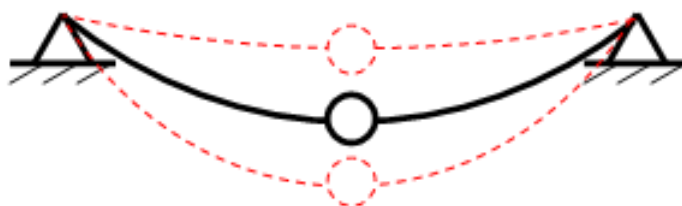
Obr. 37 – Zavedené hmotné body v obou polohách pro nesymetrický stav zatížení

8.3 Pojem předepjatá modální analýza

Předepjatá modální analýza je druh modální analýzy, který má také za cíl hledat vlastní tvary a jejich frekvence, ale na rozdíl od běžné modální analýzy se tyto tvary a frekvence hledají na již zatíženém objektu. Před samotnou modální analýzou se totiž model nejprve zatíží daným zatížením, a teprve pak se spočítá modální analýza v této deformované poloze. Rozdíl mezi volnou a předepjatou modální analýzou je zobrazen na obr. 38.



Volná modální analýza



Předejpatá modální analýza

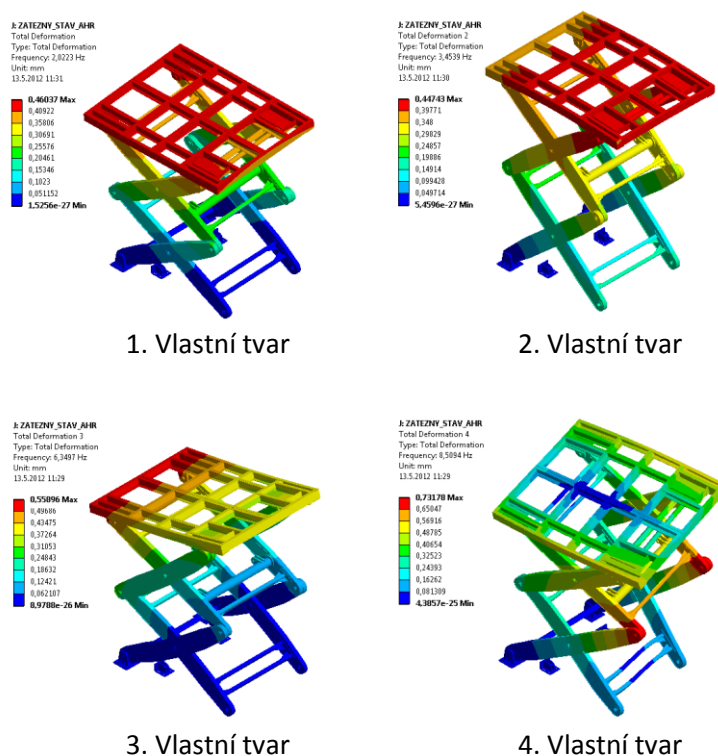
Obr. 38 – Rozdíl mezi volnou a předejpatou modální analýzou

Vlastnosti plošiny při zatíženém stavu jsou pro nás důležitější a více nám vypovídají o tom, jak se bude plošina v provozu chovat. Těmto výsledkům bude věnována velká pozornost. Cílem celého snažení je totiž dosáhnout pokud možno co nejtužší konstrukce. Pomocí předejpatých modálních analýz tedy zjišťujeme tuhost plošiny, která je v tomto případě vyjádřena jejími vlastními frekvencemi. Čím vyšší tyto frekvence jsou, tím je vyšší i tuhost celé plošiny.

9. Vyhodnocení výsledků

Pro výpočty byly zvoleny dva typy zatížení (symetrické a nesymetrické). Tyto dva zátěžné stavy byly aplikovány ve dvou krajních polohách plošiny. Každá analýza navíc byla řešena při dvou konfiguracích, buď zajištěním pomocí ryglu, nebo pomocí válců. Všechny tyto kombinace tvoří celkem 8 analýz. Každá analýza se skládá ze statické a modální části. Z těchto výpočtů byl sestaven soubor výsledků (viz tab. 21, kap. 9.4), pomocí kterého bylo zjištěno chování plošiny při těchto typech zatížení a konfigurací.

Pomocí statické analýzy bylo nalezeno celkové maximální posunutí a také redukované napětí HMMH, v ANSYSu označováno jako napětí Von Mises. Toto napětí bylo zjišťováno nejen celkové, na celé plošině, ale byly zjišťovány i maximální složky napětí u ramen, jejich čepů a také u horního stolu. Pomocí předepjaté modální analýzy byly zjištěny vlastní frekvence. Jako příklad jsou na obr. 39 uvedeny vlastní tvary kmitání pro symetrické zatížení v horní poloze. Nejdůležitější jsou pak frekvence nejnižší, proto byl kladen důraz na výsledky první a druhé vlastní frekvence.



Obr. 39 – Ukázka vlastních tvarů kmitání plošiny, horní poloha, symetrické zatížení

Při výpočtech bylo zjištěno, že horší výsledky byly dosaženy při zatížení nesymetrickém. V případě symetrického zatížení vychází hodnoty ve všech případech přijatelněji. V kapitolách 9.1 a 9.2 je proveden podrobný rozbor získaných výsledků při kritickém, nesymetrickém zatížení.

9.1 Dolní poloha, nesymetrické zatížení

1. vlastní frekvence

První vlastní frekvence při zajištění polohy pomocí zámku nabývá více než poloviční hodnoty oproti zajištění hydraulickými válci. Tyto výsledky poukazují na poměrně nízkou tuhost celé soustavy při zajištění polohy ryglem.

Hodnoty prvních vlastních frekvencí při obou konfiguracích jsou uvedeny v tab. 7. Porovnání obou konfigurací je na obr. 40 a obr. 41 (včetně vektorového zobrazení).

Příloha na DVD:

dolni_pol_nesym_zat_rygl_1_vl_fr.avi

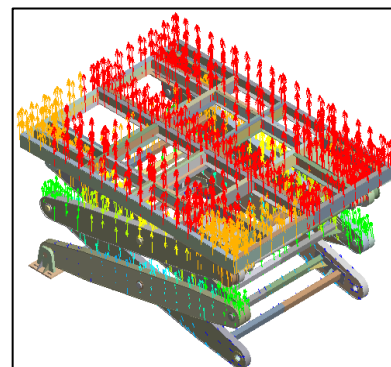
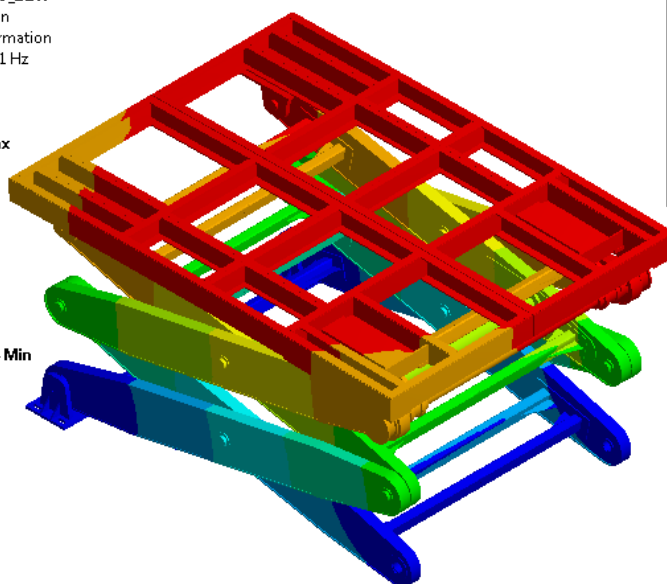
dolni_pol_nesym_zat_valec_1_vl_fr.avi

1. vlastní frekvence, dolní poloha, nesymetrické zatížení	
Uložení	Hodnota
Rygl	1,1 Hz
Válec	2,9 Hz

Tab. 7 – 1. vlastní frekvence, dolní poloha, nesymetrické zatížení

E: ZATEZNY_STAV_BDR
Total Deformation
Type: Total Deformation
Frequency: 1,1141 Hz
Unit: mm
17.5.2012 13:34

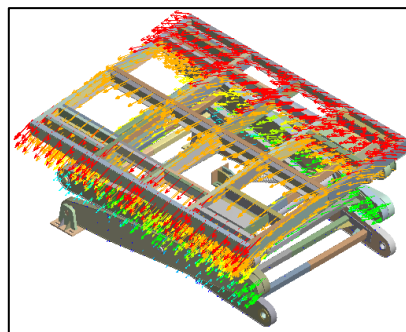
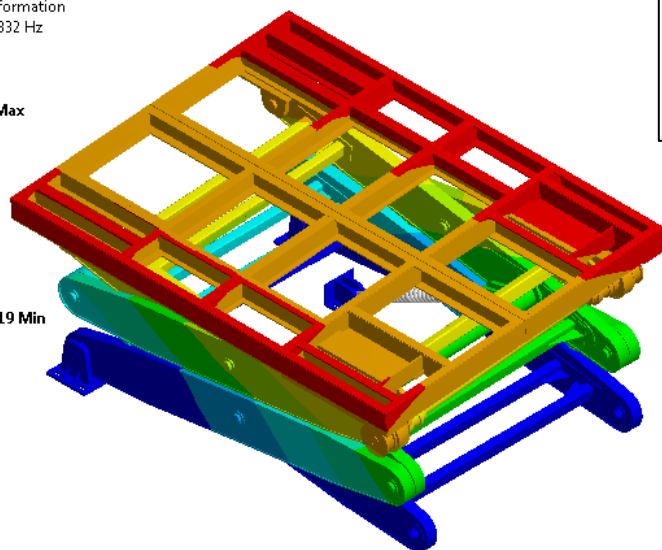
0,46346 Max
0,41196
0,36047
0,30897
0,25748
0,20598
0,15449
0,10299
0,051495
1,3203e-24 Min



Obr. 40 – 1. vlastní frekvence, dolní poloha, nesymetrické zatížení, rygl; [Hz]

H: ZATEZNY_STAV_BDV
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Frequency: 2,8832 Hz
 Unit: mm
 17.5.2012 13:35

0,46604 Max
 0,41425
 0,36247
 0,31069
 0,25891
 0,20713
 0,15535
 0,10356
 0,051782
 1,5751e-19 Min



Obr. 41 – 1. vlastní frekvence, dolní poloha, nesymetrické zatížení, válec; [Hz]

2. vlastní frekvence

Druhá vlastní frekvence dosahuje nižších hodnot opět při zajištění ryglem (viz tab. 8). Výsledky jsou zobrazeny na obr. 42 a obr. 43 (včetně vektorového zobrazení).

Příloha na DVD:

dolni_pol_nesym_zat_rygl_2_vl_fr.avi

dolni_pol_nesym_zat_valec_2_vl_fr.avi

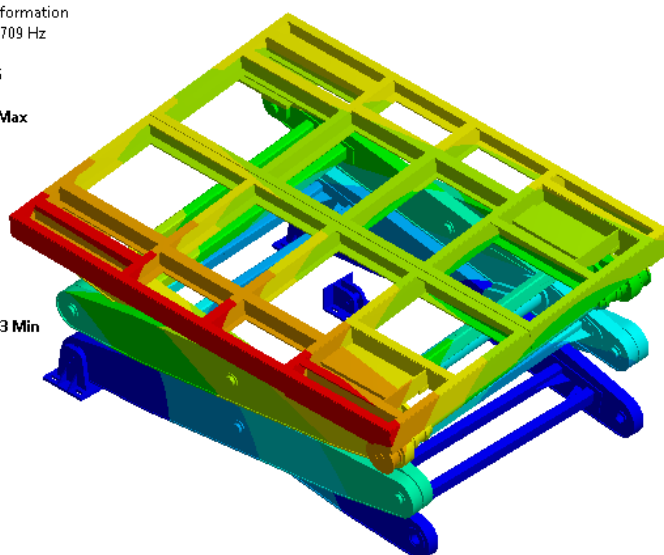
2. vlastní frekvence, dolní poloha, nesymetrické zatížení	
Uložení	Hodnota
Rygl	2,2 Hz
Válec	4,8 Hz

Tab. 8 – 2. vlastní frekvence, dolní poloha, nesymetrické zatížení

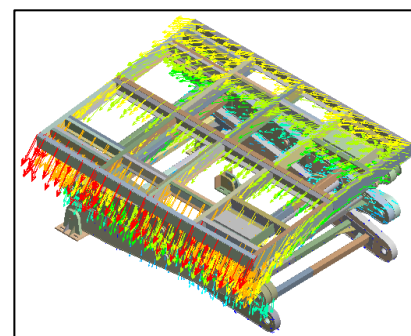
E: ZATEZNY_STAV_BDR

Total Deformation 2
 Type: Total Deformation
 Frequency: 2,1709 Hz
 Unit: mm
 17.5.2012 13:36

0,58316 Max
 0,51836
 0,45357
 0,38877
 0,32398
 0,25918
 0,19439
 0,12959
 0,064795
1,636e-23 Min



0,00 1500,00 3000,00 (mm)
 750,00 2250,00

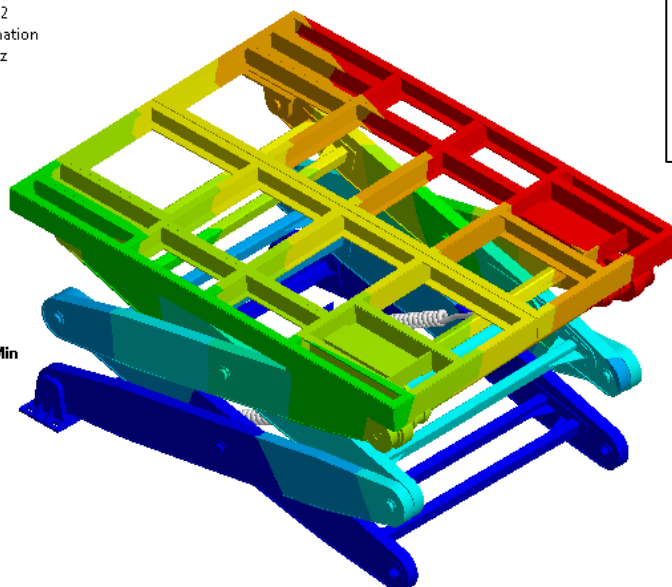


Obr. 42 – 2. vlastní frekvence, dolní poloha, nesymetrické zatížení, rygl; [Hz]

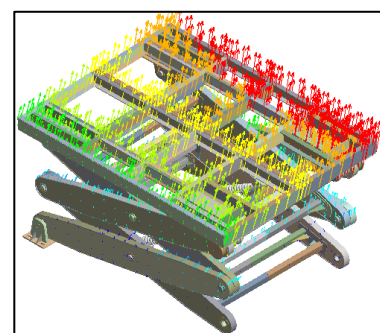
H: ZATEZNY_STAV_BDV

Total Deformation 2
 Type: Total Deformation
 Frequency: 4,779 Hz
 Unit: mm
 17.5.2012 13:36

0,55947 Max
 0,49731
 0,43514
 0,37298
 0,31082
 0,24865
 0,18649
 0,12433
 0,062163
4,8515e-19 Min



0,00 1500,00 3000,00 (mm)
 750,00 2250,00



Obr. 43 – 2. vlastní frekvence, dolní poloha, nesymetrické zatížení, válec; [Hz]

Celkové maximální posunutí

Kritických hodnot posunutí soustavy opět plošina nabývá při zajištění zámkem polohy (viz tab. 9). Posunutí jsou zobrazena na obr. 44 a obr. 45 (včetně vektorového zobrazení).

Maximální posunutí se v obou případech nachází ve středu stolu na straně zatížení.

Příloha na DVD:

dolni_pol_nesym_zat_rygl_max_posunuti.avi

dolni_pol_nesym_zat_valec_max_posunuti.avi

Celkové maximální posunutí, dolní poloha, nesymetrické zatížení	
Uložení	Hodnota
Rygl	202 mm
Válec	15 mm

Tab. 9 – Celkové maximální posunutí, dolní poloha, nesymetrické zatížení

F: MODALNI_ANALYZA_ZATEZNY_STAV_BDR

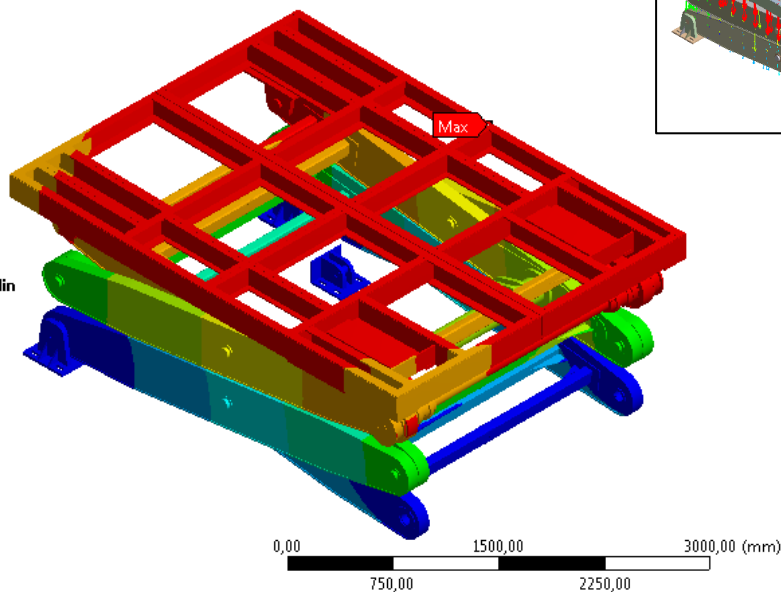
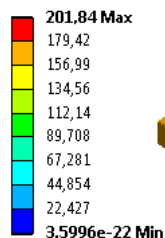
Total Deformation

Type: Total Deformation

Unit: mm

Time: 1

17.5.2012 12:56



Obr. 44 – Celkové maximální posunutí, dolní poloha, nesymetrické zatížení, rygl; [mm]

G: MODALNI_ANALYZA_ZATEZNY_STAV_BDV

Total Deformation

Type: Total Deformation

Unit: mm

Time: 1

17.5.2012 12:59

15,155 Max

13,471

11,787

10,103

8,4193

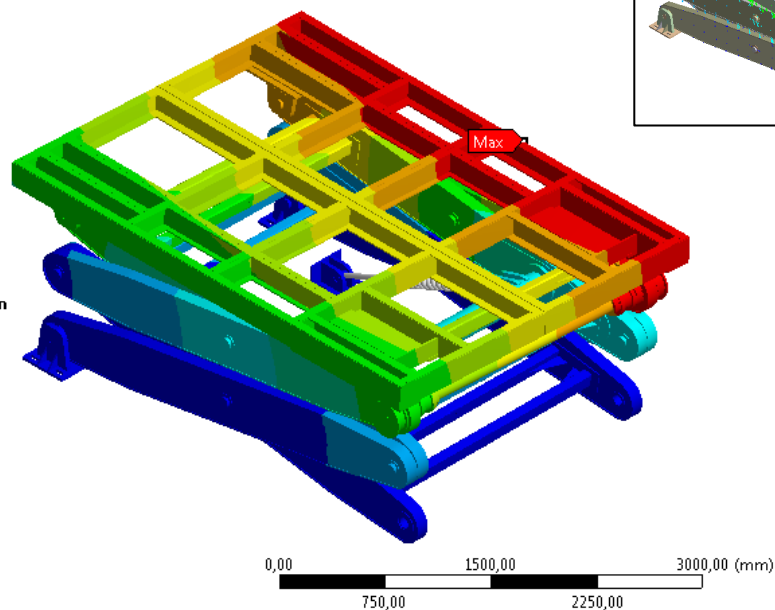
6,7354

5,0516

3,3677

1,6839

1,4093e-17 Min



Obr. 45 – Celkové maximální posunutí, dolní poloha, nesymetrické zatížení, válec; [mm]

Celkové redukované napětí HMM

Hodnoty redukováného napětí při zajištění pomocí ryglu nabývají oproti zajištění válci zhruba čtyřnásobných hodnot. Napětí zde nabývá extrémní hodnoty a jsou zde porušeny pevnostní podmínky materiálu plošiny (viz mez kluzu, tab. 1, kap. 2.1). Hodnoty redukováného napětí HMM jsou vypsány v tab. 10 a zobrazeny na obr. 46 a obr. 47.

V případě zajištění ryglem se maximální napětí nachází na háčku zámku. Při zajištění pomocí válců je maximální napětí v okolí čepu ramene.

Celkové redukované napětí HMM, dolní poloha, nesymetrické zatížení	
Uložení	Hodnota
Rygl	1 137 MPa
Válec	128 MPa

Tab. 10 – Celkové redukované napětí HMM, dolní poloha, nesymetrické zatížení

F: MODALNI_ANALYZA_ZATEZNY_STAV_BDR

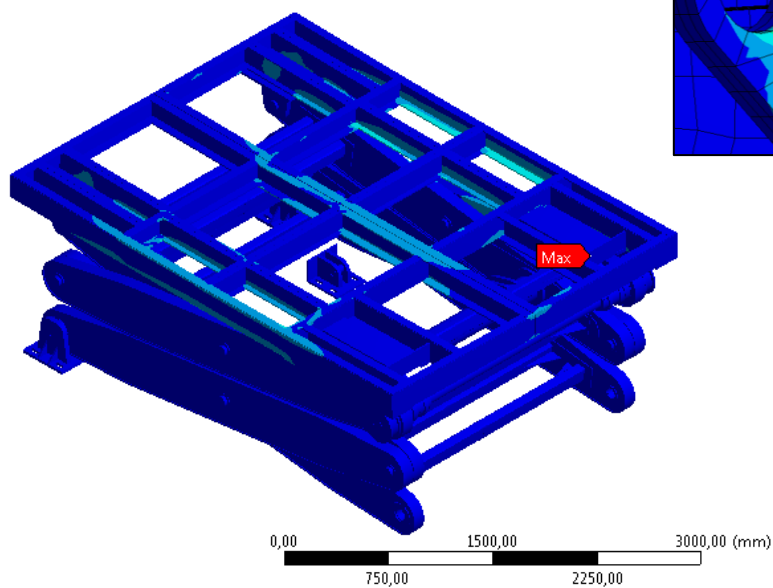
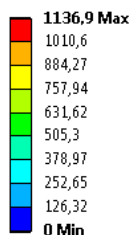
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1

17.5.2012 13:03



Obr. 46 – Celkové redukované napětí HMH, dolní poloha, nesymetrické zatížení, rygl; [MPa]

G: MODALNI_ANALYZA_ZATEZNY_STAV_BDV

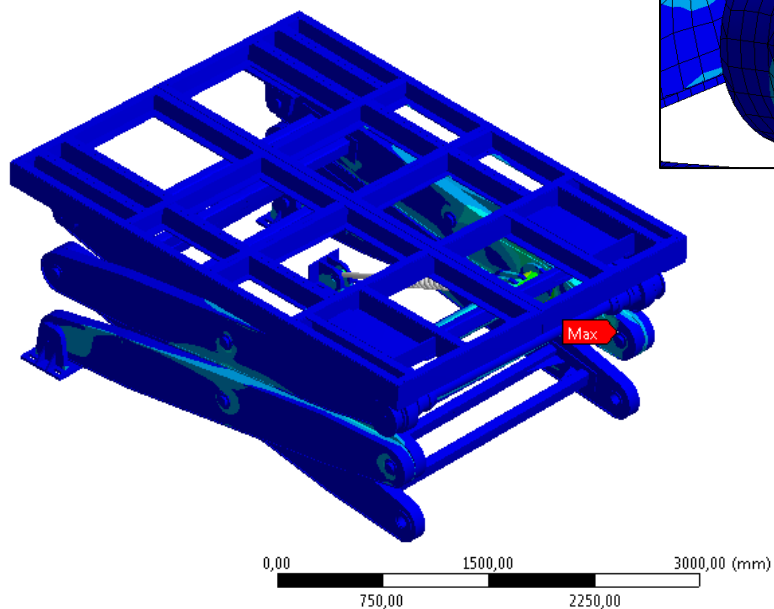
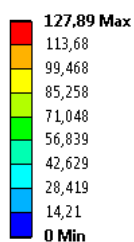
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1

17.5.2012 13:04



Obr. 47 – Celkové redukované napětí HMH, dolní poloha, nesymetrické zatížení, válec; [MPa]

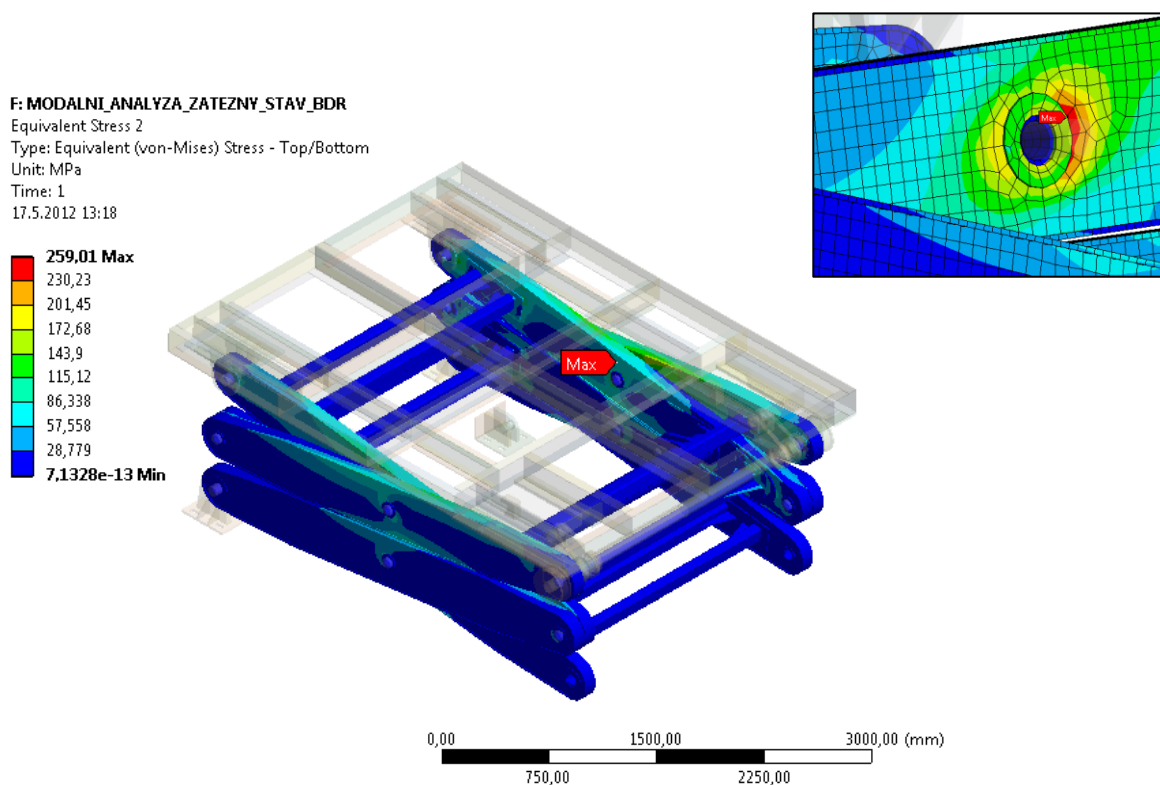
Redukované napětí HMH v ramenech

Hodnoty redukovaného napětí v ramenech vychází hůře opět při variantě zajištění zámkem (viz tab. 11). Redukované napětí HMH je zobrazeno na obr. 48 a obr. 49.

V případě zajištění ryglem nabývá napětí maxima v místě středového čepu. Ve druhém případě je toto napětí kritické v místech krajního čepu ramene.

Redukované napětí HMH v ramenech, dolní poloha, nesymetrické zatížení	
Uložení	Hodnota
Rygl	259 MPa
Válec	128 MPa

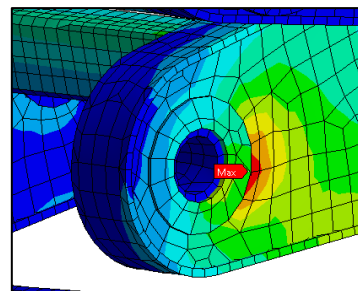
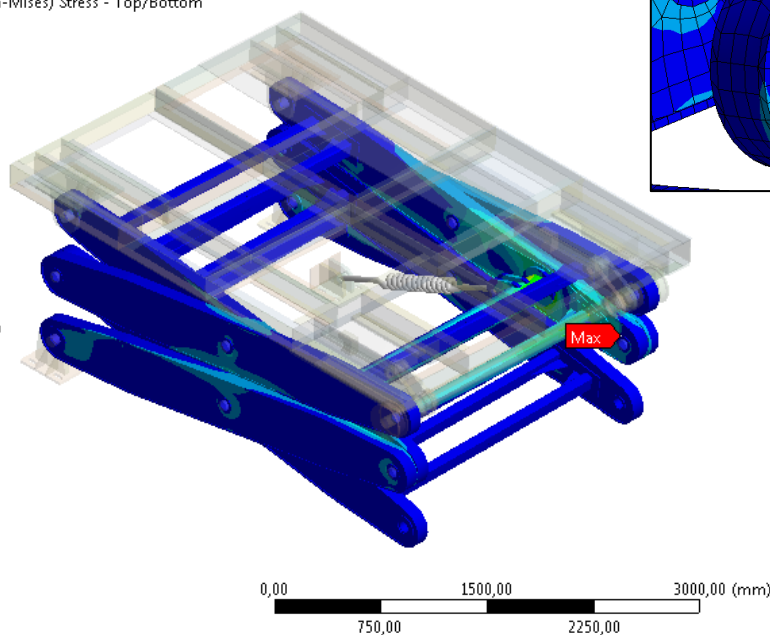
Tab. 11 – Redukované napětí HMH v ramenech, dolní poloha, nesymetrické zatížení



Obr. 48 – Redukované napětí HMH v ramenech, dolní poloha, nesymetrické zatížení, rygl; [MPa]

G: MODALNI_ANALYZA_ZATEZNY_STAV_BDV
 Equivalent Stress 2
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom
 Unit: MPa
 Time: 1
 17.5.2012 13:17

127,89 Max
 113,68
 99,468
 85,258
 71,048
 56,839
 42,629
 28,419
 14,21
 2,8443e-15 Min



Obr. 49 – Redukované napětí HMM v ramenech, dolní poloha, nesymetrické zatížení, válec; [MPa]

Redukované napětí HMM v horním stole

Při pohledu na výsledky redukovaného napětí v oblasti horního stolu vychází hodnoty při zajištění ryglem mnohem vyšší a zároveň překračují povolenou mez (viz tab. 12). Redukované napětí HMM je zobrazeno na obr. 50 a obr. 51.

V obou případech nabývají hodnoty napětí maxima v místech svarových spojení profilů stolu.

Redukované napětí HMM v horním stole, dolní poloha, nesymetrické zatížení	
Uložení	Hodnota
Rygl	693 MPa
Válec	29 MPa

Tab. 12 – Redukované napětí HMM v horním stole, dolní poloha, nesymetrické zatížení

F: MODALNI_ANALYZA_ZATEZNY_STAV_BDR

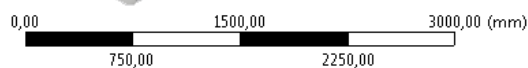
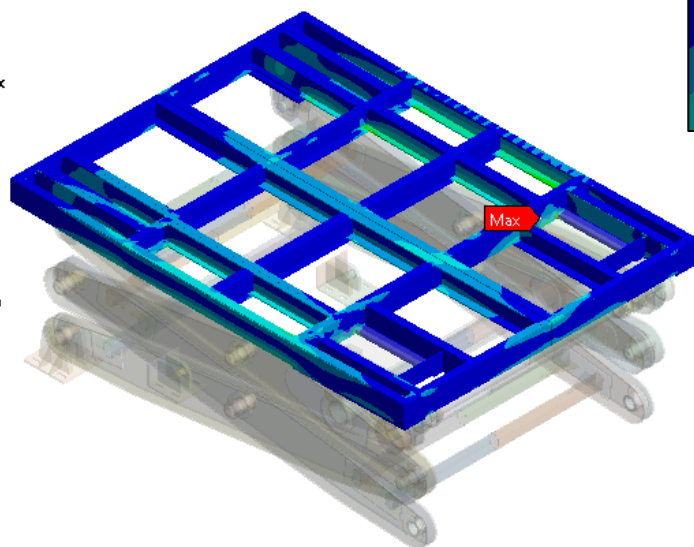
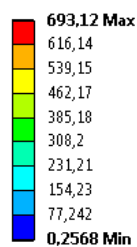
Equivalent Stress 3

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1

17.5.2012 13:25



Obr. 50 – Redukované napětí HMM v horním stole, dolní poloha, nesymetrické zatížení, rygl; [MPa]

G: MODALNI_ANALYZA_ZATEZNY_STAV_BDV

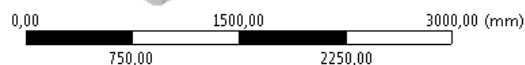
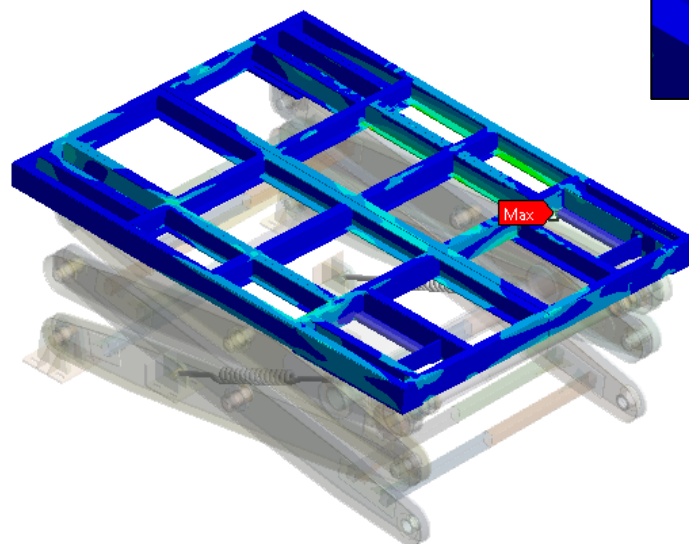
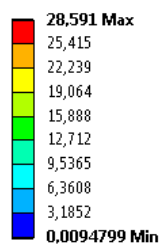
Equivalent Stress 3

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1

17.5.2012 13:25



Obr. 51 – Redukované napětí HMM v horním stole, dolní poloha, nesymetrické zatížení, válec; [MPa]

Redukované napětí HMH v čepech

Při zjišťování napětí v čepech se ukázalo toto napětí velmi vysoké při zajištění zámkem (viz tab. 13). Redukované napětí HMH je zobrazeno na obr. 52 a obr. 53.

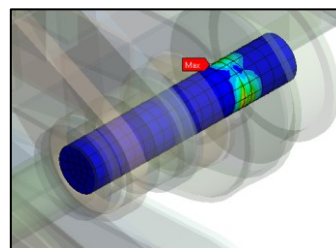
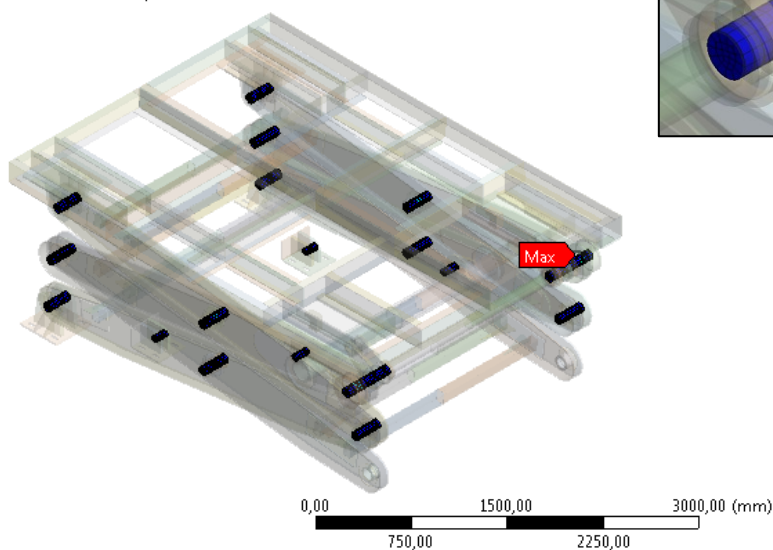
V případě ryglu nabývá maximální hodnoty napětí v místě čepu horní kladky pojezdového systému. Při druhé konfiguraci je hodnota napětí nejvyšší v čepu pro uchycení spodní strany válce.

Redukované napětí HMH v čepech, dolní poloha, nesymetrické zatížení	
Uložení	Hodnota
Rygl	715 MPa
Válec	112 MPa

Tab. 13 – Redukované napětí HMH v čepech, dolní poloha, nesymetrické zatížení

F: MODALNI_ANALYZA_ZATEZNY_STAV_BDR
Equivalent Stress 4
Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom
Unit: MPa
Time: 1
18.5.2012 11:23

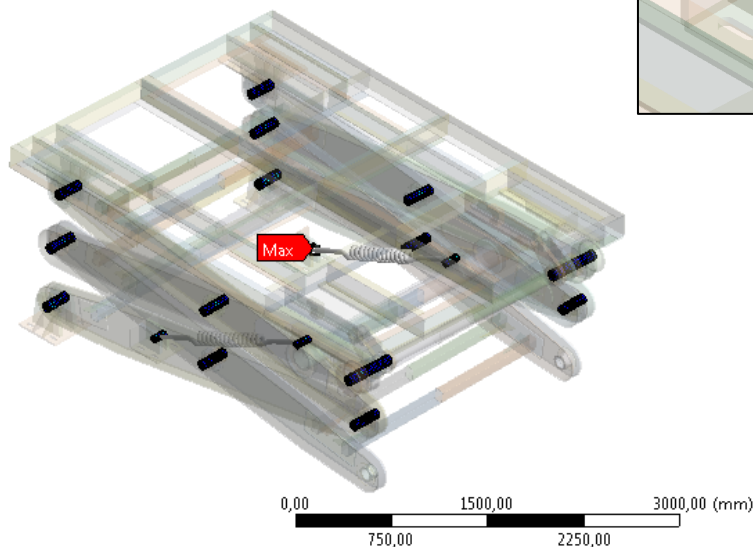
715,15 Max
635,69
556,23
476,76
397,3
317,84
238,38
158,92
79,461
3,7378e-5 Min



Obr. 52 – Redukované napětí HMH v čepech, dolní poloha, nesymetrické zatížení, rygl; [MPa]

G: MODALNI_ANALYZA_ZATEZNY_STAV_BDV
 Equivalent Stress 4
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom
 Unit: MPa
 Time: 1
 18.5.2012 11:25

112,35 Max
 99,867
 87,383
 74,9
 62,417
 49,933
 37,45
 24,967
 12,483
 5,2642e-5 Min



Obr. 53 – Redukované napětí HMM v čepech, dolní poloha, nesymetrické zatížení, válec: [MPa]

9.2 Horní poloha, nesymetrické zatížení

1. vlastní frekvence

V horní poloze plošiny první vlastní frekvence opět nabývá nižší hodnoty v případě ryglu. Hodnoty se však tolik neliší, jako tomu bylo v poloze dolní.

Hodnoty prvních vlastních frekvencí při obou konfiguracích jsou uvedeny v tab. 14. Porovnání obou konfigurací je na obr. 54 a obr. 55 (včetně vektorového zobrazení).

Příloha na DVD:

horni_pol_nesym_zat_rygl_1_vl_fr.avi

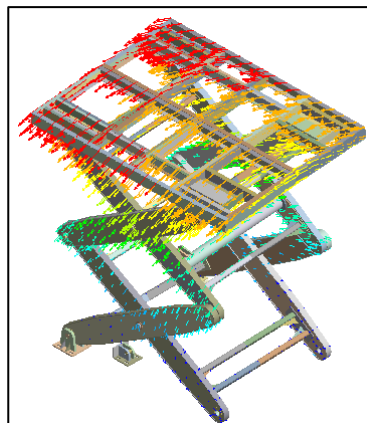
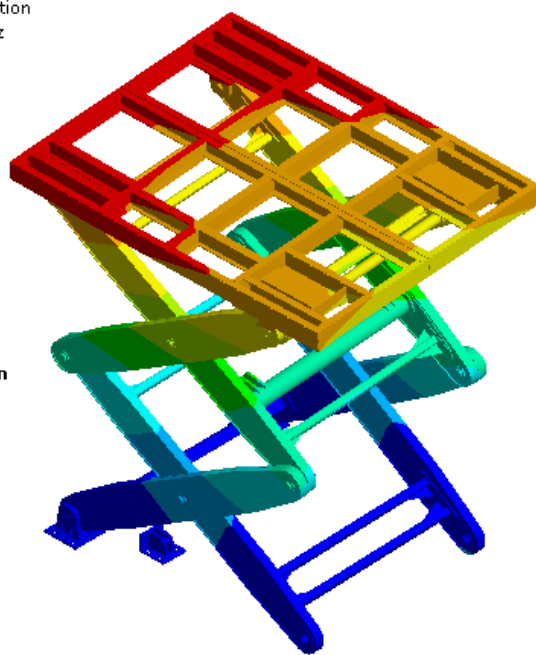
horni_pol_nesym_zat_valec_1_vl_fr.avi

1. vlastní frekvence, horní poloha, nesymetrické zatížení	
Uložení	Hodnota
Rygl	1,7 Hz
Válec	1,8 Hz

Tab. 14 – 1. vlastní frekvence, horní poloha, nesymetrické zatížení

I: ZATEZNY_STAV_BHR
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Frequency: 1,7021 Hz
 Unit: mm
 17.5.2012 13:55

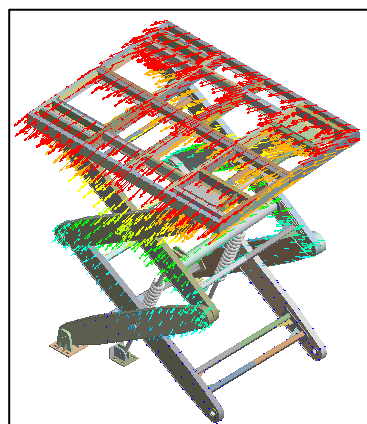
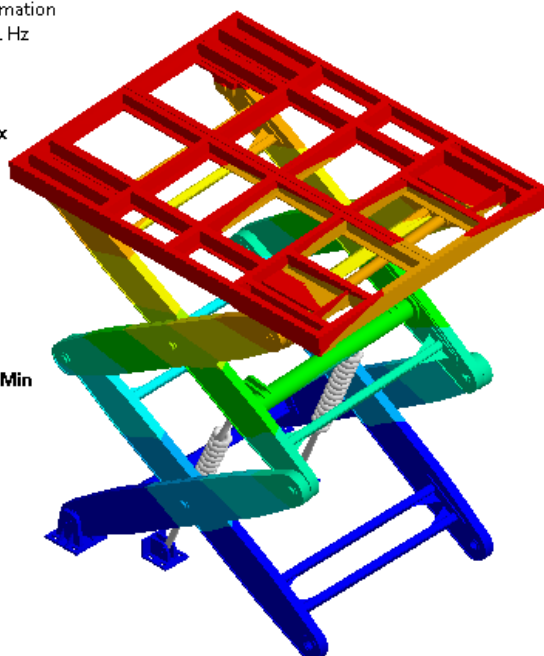
0,49209 Max
 0,43741
 0,38274
 0,32806
 0,27338
 0,21871
 0,16403
 0,10935
 0,054677
1,4809e-28 Min



Obr. 54 – 1. vlastní frekvence, horní poloha, nesymetrické zatížení, rygl; [Hz]

H: ZATEZNY_STAV_BHV
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Frequency: 1,7901 Hz
 Unit: mm
 17.5.2012 13:55

0,46356 Max
 0,41205
 0,36054
 0,30904
 0,25753
 0,20602
 0,15452
 0,10301
 0,051506
7,7848e-20 Min



Obr. 55 – 1. vlastní frekvence, horní poloha, nesymetrické zatížení, válec; [Hz]

2. vlastní frekvence

V případě druhých vlastních frekvencí je již rozdíl poměrně znatelný (viz tab. 15). Výsledky jsou zobrazeny na obr. 56 a obr. 57 (včetně vektorového zobrazení).

Příloha na DVD:

horni_pol_nesym_zat_rygl_2_vl_fr.avi

horni_pol_nesym_zat_valec_2_vl_fr.avi

2. vlastní frekvence, horní poloha, nesymetrické zatížení	
Uložení	Hodnota
Rygl	3,3 Hz
Válec	5 Hz

Tab. 15 – 2. vlastní frekvence, horní poloha, nesymetrické zatížení

E ZATEZNY_STAV_BHR

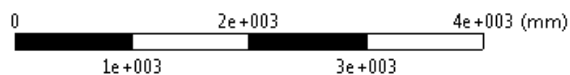
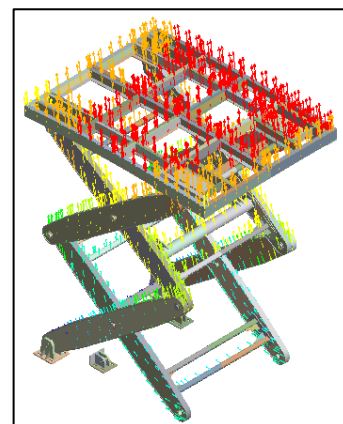
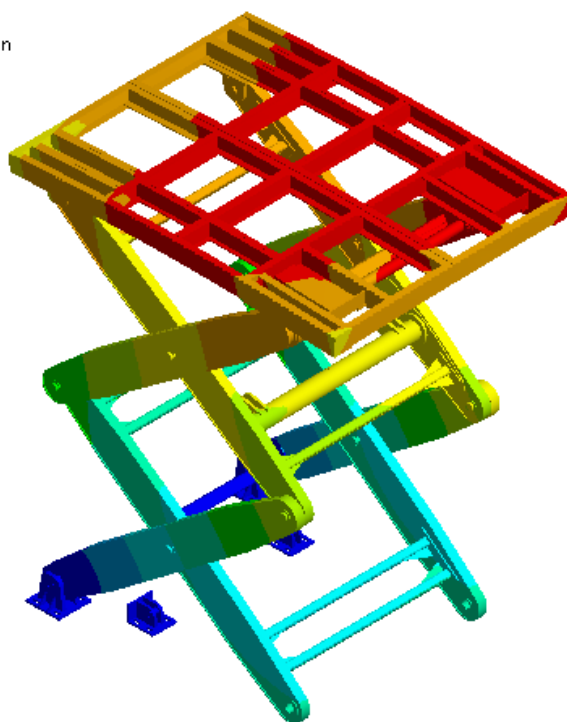
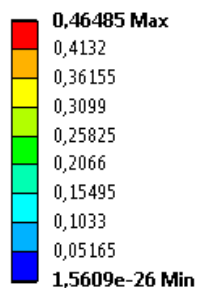
Total Deformation 2

Type: Total Deformation

Frequency: 3,3206 Hz

Unit: mm

17.5.2012 14:01



Obr. 56 – 2. vlastní frekvence, horní poloha, nesymetrické zatížení, rygl; [Hz]

H: ZATEZNY_STAV_BHV

Total Deformation 2

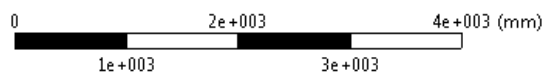
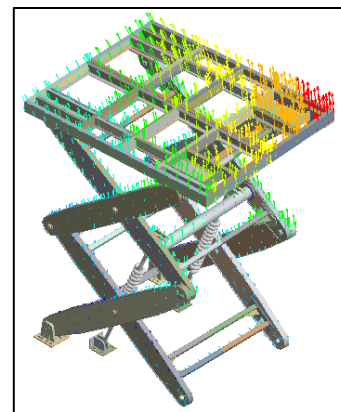
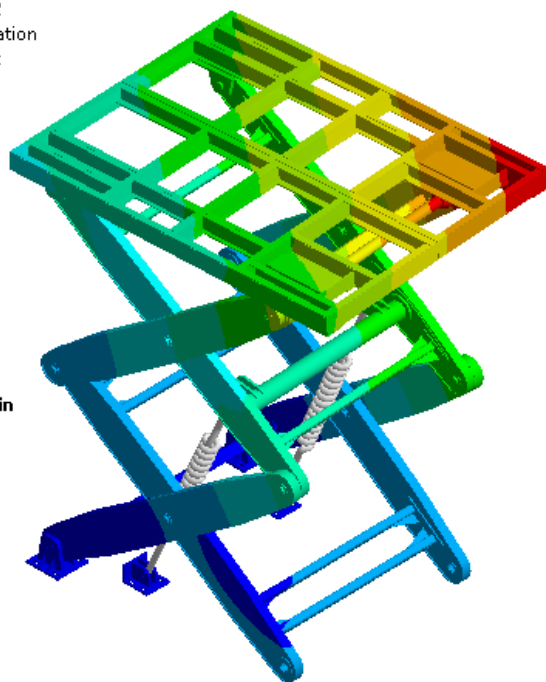
Type: Total Deformation

Frequency: 5,047 Hz

Unit: mm

17.5.2012 14:02

0,64823 Max
 0,57621
 0,50418
 0,43215
 0,36013
 0,2881
 0,21608
 0,14405
 0,072026
 3,8639e-20 Min



Obr. 57 – 2. vlastní frekvence, horní poloha, nesymetrické zatížení, válec; [Hz]

Celkové maximální posunutí

Oproti válcům je maximální posunutí při zajištění ryglem opět téměř dvojnásobné. Tyto hodnoty však nenabývají příliš vysokých hodnot (viz tab. 16). Posunutí jsou zobrazena na obr. 58 a obr. 59 (včetně vektorového zobrazení).

Maximálních hodnot dosahuje posunutí v místech horního stolu na straně zatížení, a to v obou případech.

Příloha na DVD:

horni_pol_nesym_zat_rygl_max_posunuti.avi

horni_pol_nesym_zat_valec_max_posunuti.avi

Celkové maximální posunutí, horní poloha, nesymetrické zatížení	
Uložení	Hodnota
Rygl	28 mm
Válec	15 mm

Tab. 16 – Celkové maximální posunutí, horní poloha, nesymetrické zatížení

F: MODALNI_ANALYZA_ZATEZNY_STAV_BHR

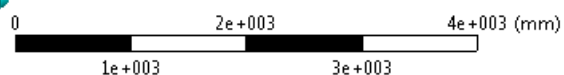
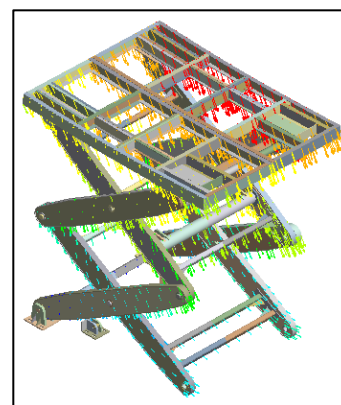
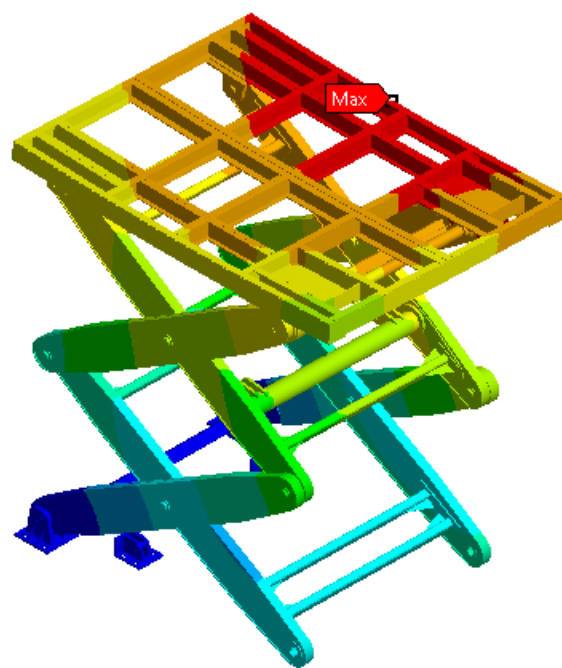
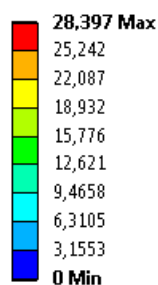
Total Deformation

Type: Total Deformation

Unit: mm

Time: 1

17.5.2012 14:06



Obr. 58 – Celkové maximální posunutí, horní poloha, nesymetrické zatížení, rygl;[mm]

G: MODALNI_ANALYZA_ZATEZNY_STAV_BHV

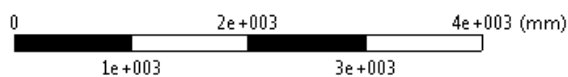
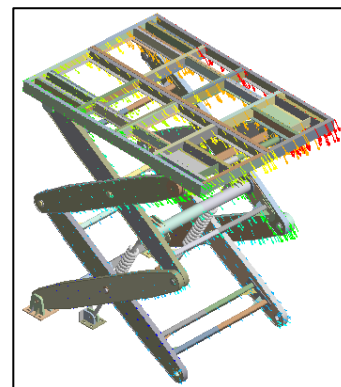
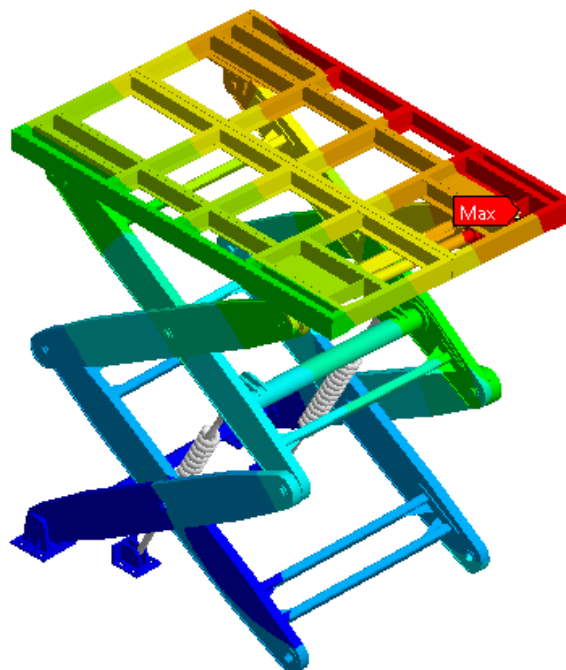
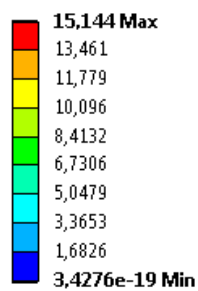
Total Deformation

Type: Total Deformation

Unit: mm

Time: 1

17.5.2012 14:12



Obr. 59 – Celkové maximální posunutí, horní poloha, nesymetrické zatížení, válec;[mm]

Celkové redukované napětí HMH

Hodnota redukovaného napětí při zajištění ryglem opět nabývá mnohonásobně vyšší hodnoty oproti konfiguraci druhé (viz tab. 17). Redukované napětí HMH je zobrazeno na obr. 60 a obr. 61.

Při zajištění ryglem nabývá napětí maxima opět v místě háčku zámku, jako tomu je i v případě dolní polohy. Při konfiguraci s hydraulickými válci se maximum nachází v místech středového čepu ramen.

Celkové redukované napětí HMH, horní poloha, nesymetrické zatížení	
Uložení	Hodnota
Rygl	318 MPa
Válec	73 MPa

Tab. 17 – Celkové redukované napětí HMH, horní poloha, nesymetrické zatížení

F: MODALNI_ANALYZA_ZATEZNY_STAV_BHR

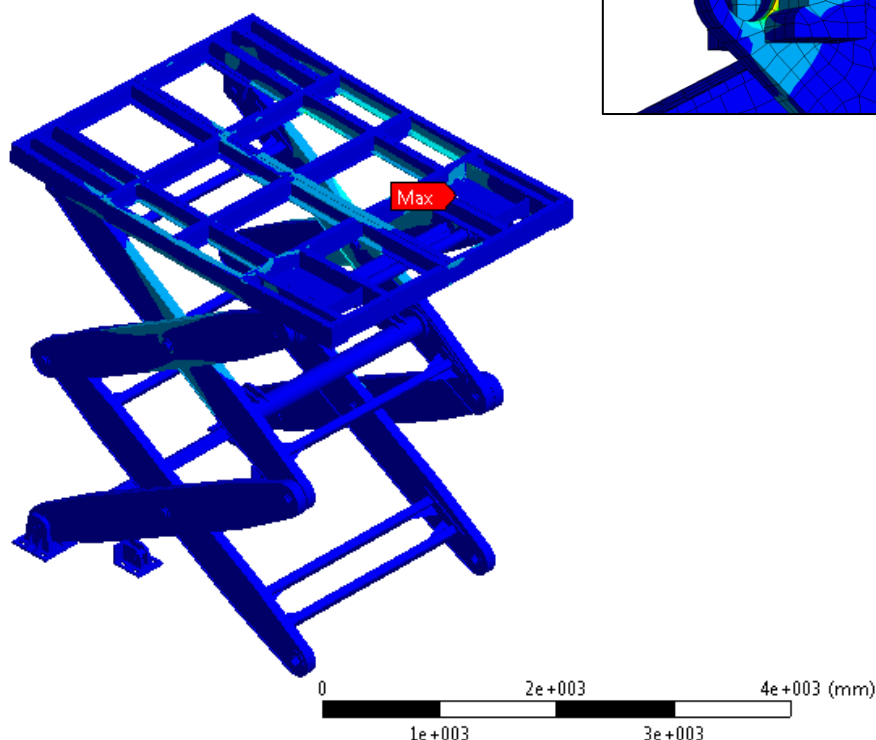
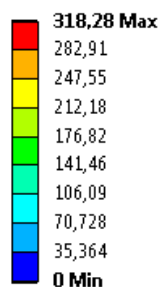
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1

17.5.2012 14:16



Obr. 60 – Celkové redukované napětí HMH, horní poloha, nesymetrické zatížení, rygl; [MPa]

G: MODALNI_ANALYZA_ZATEZNY_STAV_BHV

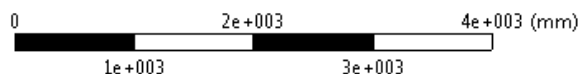
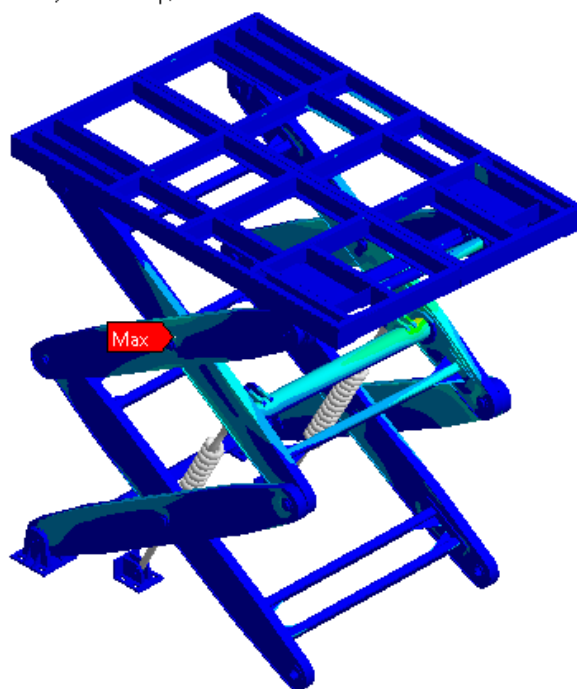
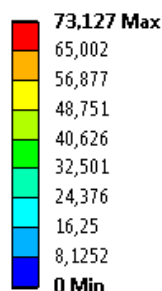
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1

17.5.2012 14:16



Obr. 61 – Celkové redukované napětí HMH, horní poloha, nesymetrické zatížení, válec; [MPa]

Redukované napětí HMH v ramenech

Hodnoty napětí v ramenech se v obou případech příliš neliší a jejich hodnota je přijatelná (viz tab. 18). Redukované napětí HMH je zobrazeno na obr. 62 a obr. 63.

V případě zajištění ryglem nabývá napětí maxima ve střední části ramen. Při zajištění pomocí válců je toto napětí největší v místech příčného profilu, na kterém jsou válce uchyceny.

Redukované napětí HMH v ramenech, horní poloha, nesymetrické zatížení	
Uložení	Hodnota
Rygl	96 MPa
Válec	60 MPa

Tab. 18 – Redukované napětí HMH v ramenech, horní poloha, nesymetrické zatížení

F: MODALNI_ANALYZA_ZATEZNY_STAV_BHR

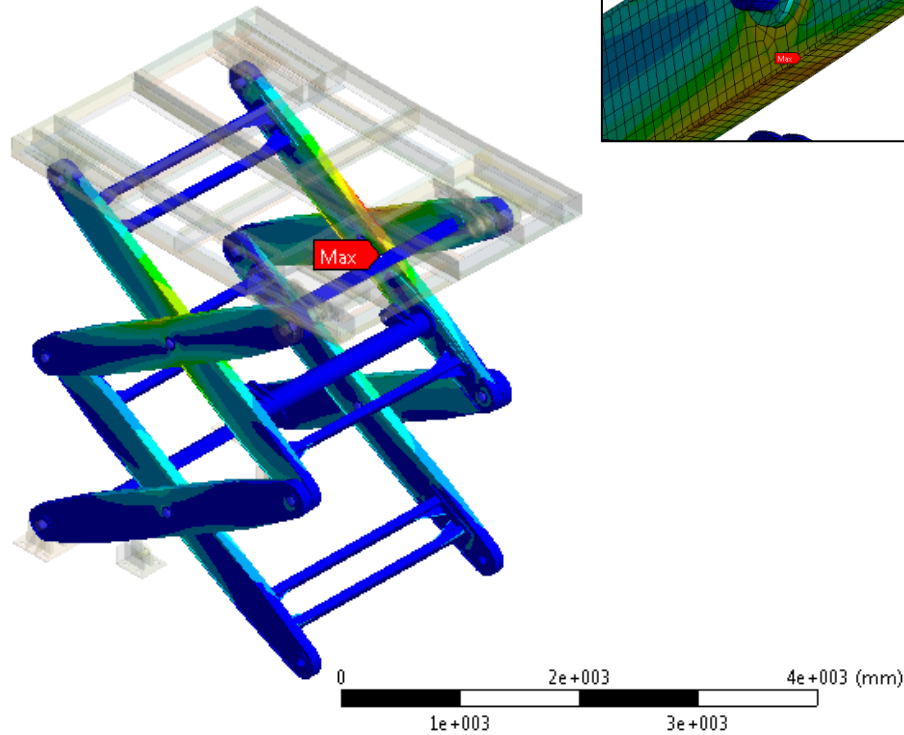
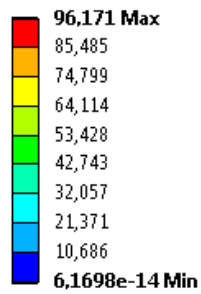
Equivalent Stress 2

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1

17.5.2012 14:25



Obr. 62 – Redukované napětí HMM v ramenech, horní poloha, nesymetrické zatížení, rygl; [MPa]

G: MODALNI_ANALYZA_ZATEZNY_STAV_BHV

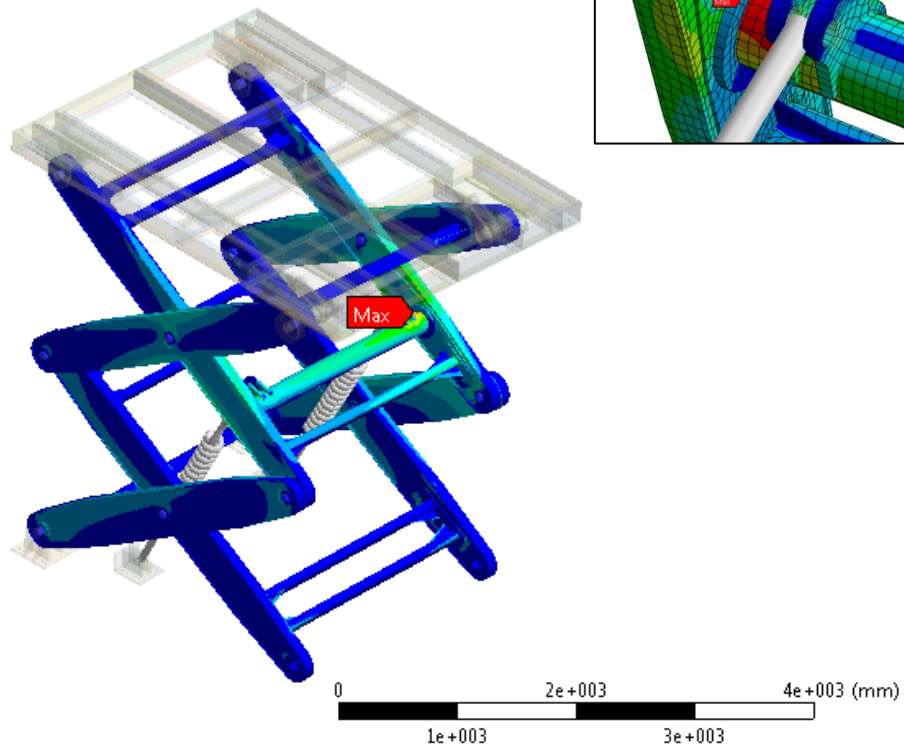
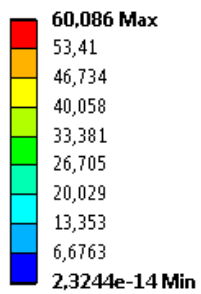
Equivalent Stress 2

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1

17.5.2012 14:26



Obr. 63 – Redukované napětí HMM v ramenech, horní poloha, nesymetrické zatížení, válec; [MPa]

Redukované napětí HMM v horním stole

Při pohledu na výsledky redukovaného napětí v oblasti horního stolu vychází hodnoty při zajištění ryglem mnohem vyšší a zároveň opět překračují povolenou mez (viz tab. 19). Redukované napětí HMM je zobrazeno na obr. 64 a obr. 65.

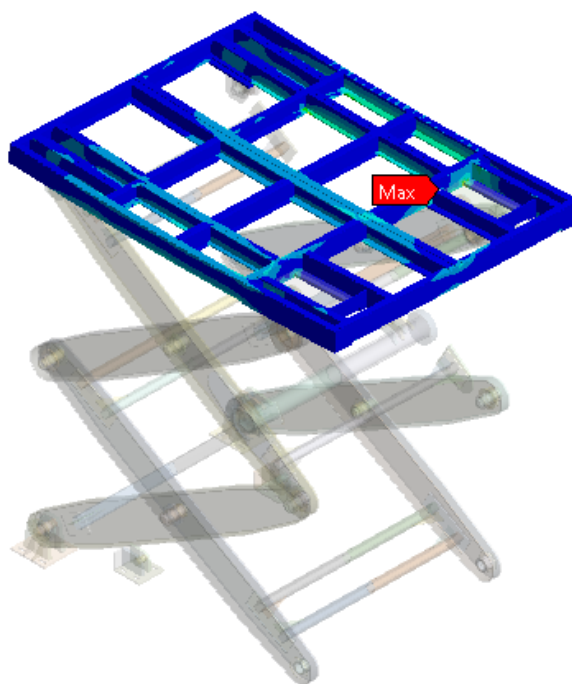
V obou případech nabývají hodnoty napětí maxima v místech svarových spojení profilů stolu.

Redukované napětí HMM v horním stole, horní poloha, nesymetrické zatížení	
Uložení	Hodnota
Rygl	208 MPa
Válec	17 MPa

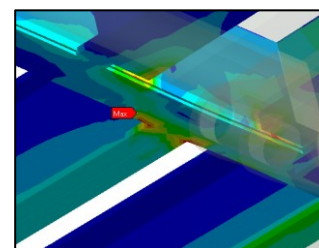
Tab. 19 – Redukované napětí HMM v horním stole, horní poloha, nesymetrické zatížení

F: MODALNI_ANALYZA_ZATEZNY_STAV_BHR
 Equivalent Stress 3
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom
 Unit: MPa
 Time: 1
 17.5.2012 14:38

208,48 Max
 185,33
 162,17
 139,02
 115,86
 92,708
 69,553
 46,398
 23,244
 0,088863 Min



0 2e+003 4e+003 (mm)
 1e+003 3e+003



Obr. 64 – Redukované napětí HMM v horním stole, horní poloha, nesymetrické zatížení, rygl; [MPa]

G: MODALNI_ANALYZA_ZATEZNY_STAV_BHV

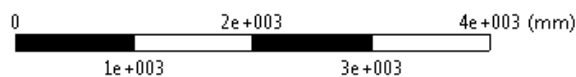
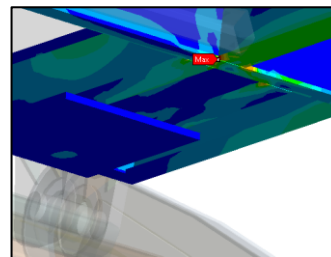
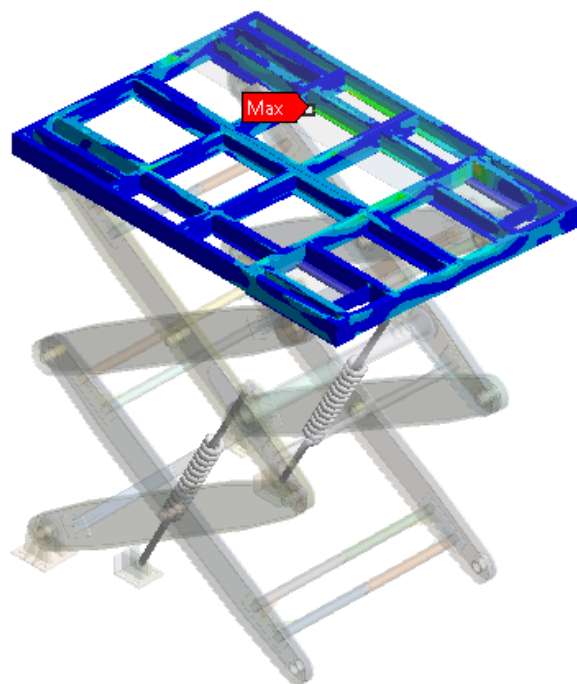
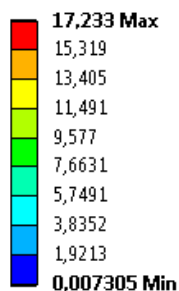
Equivalent Stress 3

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1

17.5.2012 14:38



Obr. 65 – Redukované napětí HMH v horním stole, horní poloha, nesymetrické zatížení, válec; [MPa]

Redukované napětí HMH v čepích

Napětí v horní poloze nenabývá v čepích příliš vysokých hodnot. Přesto je při konfiguraci s ryglem napětí opět vyšší (viz tab. 20). Redukované napětí HMH je zobrazeno na obr. 66 a obr. 67.

V případě zajištění zámkem je maximální napětí opět v místě čepu kladky horního posuvného mechanismu. Při zajištění hydraulickými válci je maximum ve středovém čepu ramen.

Redukované napětí HMH v čepích, horní poloha, nesymetrické zatížení	
Uložení	Hodnota
Rygl	203 MPa
Válec	73 MPa

Tab. 20 – Redukované napětí HMH v čepích, horní poloha, nesymetrické zatížení

F: MODALNI_ANALYZA_ZATEZNY_STAV_BHR

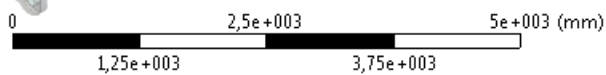
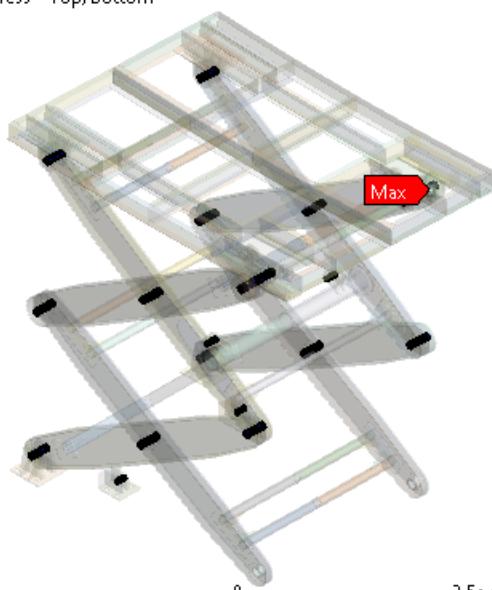
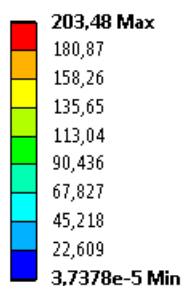
Equivalent Stress 4

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1

18.5.2012 11:40



Obr. 66 – Redukované napětí HMMH v čepech, horní poloha, nesymetrické zatížení, rygl; [MPa]

G: MODALNI_ANALYZA_ZATEZNY_STAV_BHV

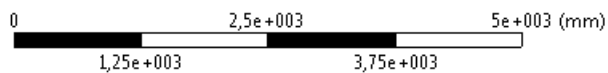
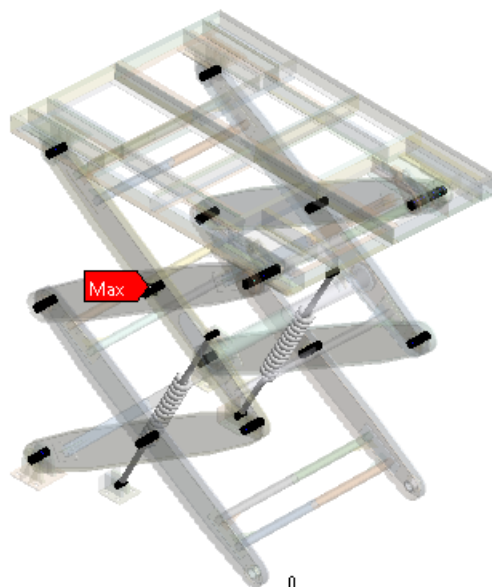
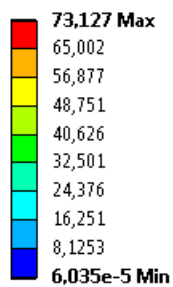
Equivalent Stress 4

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1

18.5.2012 11:42



Obr. 67 – Redukované napětí HMMH v čepech, horní poloha, nesymetrické zatížení, válec; [MPa]

9.3 Celkové zhodnocení výsledků

Při pohledu na první vlastní frekvence se dá říci, že se jejich hodnota pohybuje přibližně kolem 2 Hz v horní poloze u obou typů zajištění polohy. V případě dolní polohy je již zřejmé zvýšení první vlastní frekvence u válců na zhruba 3 Hz, což je oproti 1,2 Hz při zajištění ryglem více, než dvojnásobná hodnota. Pokud se zaměříme na druhé vlastní frekvence, je již tento rozdíl mezi zámkem a válcem patrný ve všech případech. Co se tedy tuhosti plošiny týče, je na tom zámek podstatně hůře než hydraulické válce.

Hodnoty celkového maximálního posunutí plošiny se řádově pohybují v desítkách milimetrů. V případě dolní polohy zajištěné ryglem však posunutí nabývají velmi vysokých hodnot.

Co se týče redukovaného napětí, tady se hodnoty při obou konfiguracích již poměrně značně liší. V horní poloze se ukazuje, že maximální celkové napětí při uložení pomocí zámků se vždy nalézá v místě samotného zámku. To poukazuje na fakt, že toto místo je největším koncentrátorem napětí na celé plošině. Napětí zde nabývají mnohokrát větších hodnot než v případě hydraulických válců.

9.4 Tabulka souhrnných výsledků

U každé analýzy bylo zjištěno sedm podstatných hodnot a ty byly zapsány do tab. 21.

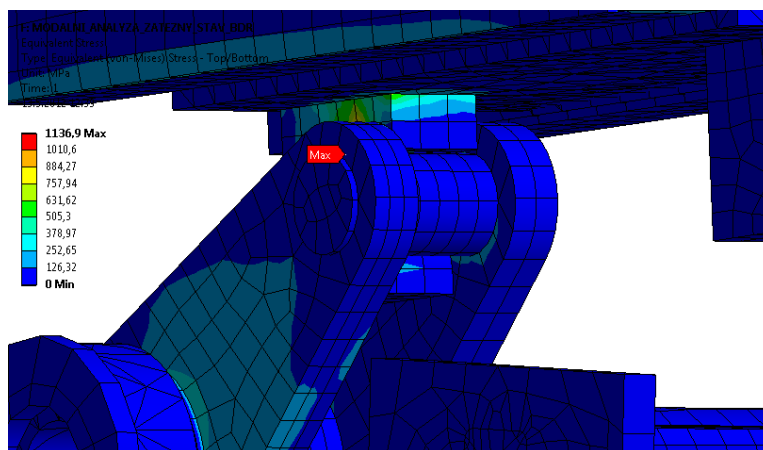
	1. Vlastní frekvence [Hz]	2. vlastní frekvence [Hz]	Maximální posunutí [mm]	Maximální napětí HMM – celkové [MPa]	Maximální napětí HMM – ramena [MPa]	Maximální napětí HMM – stůl [MPa]	Maximální napětí čepy [MPa]
Horní poloha Symetrické zat. rygl	2 Ohyb v rovině x-z	3,5 Pohyb plošiny ve směru osy z nahoru a dolů	23 Střed stolu	277 Zámek	83 Ohyb ramene pod středovým čepem	162 Na rámu v místě uložení zámku	198 Čep horní kladky
Horní poloha Symetrické zat. válec	2 Ohyb v rovině x-z	5,2 Pohyb plošiny ve směru osy z nahoru a dolů	11 Horní kladka	68 Středový čep ramen	47 Trubka s uchycením pro hydraulický válec	12 Horní strana rámu stolu	68 Středový čep ramen
Horní poloha Nesymetrické zat. rygl	1,7 Ohyb v rovině x-z	3,3 Pohyb plošiny ve směru osy z nahoru a dolů	28 Střed stolu na straně zatížení	318 Zámek	96 Ohyb ramene pod středovým čepem	208 Na rámu v místě uložení zámku	203 Čep horní kladky
Horní poloha Nesymetrické zat. válec	1,8 Ohyb v rovině x-z	5 Pohyb plošiny ve směru osy z nahoru a dolů + krut horního stolu	15 Horní kladka	73 Středový čep ramen	60 Trubka s uchycením pro hydraulický válec	17 Dolní strana rámu stolu	73 Středový čep ramen
Dolní poloha Symetrické zat. rygl	1,2 Pohyb plošiny ve směru osy z nahoru a dolů	3 Ohyb v rovině x-z	170 Střed stolu	1012 Zámek	233 Střed ramene	574 Na rámu v místě uložení zámku	715 Čep horní kladky
Dolní poloha Symetrické zat. válec	3,2 Ohyb v rovině x-z	5 Pohyb plošiny ve směru osy z nahoru a dolů	11 Horní kladka	109 Na rameni v místě spojovací tyče	109 Na rameni v místě spojovací tyče	18 Na rámu v místě uložení zámku	88 Spodní čep pro uchycení válce
Dolní poloha Nesymetrické zat. rygl	1,1 Pohyb plošiny ve směru osy z nahoru a dolů	2,2 Ohyb v rovině x-z	202 Střed stolu na straně zatížení	1137 Zámek	259 Střed ramene	693 Na rámu v místě uložení zámku	715 Čep horní kladky
Dolní poloha Nesymetrické zat. válec	2,9 Ohyb v rovině x-z	4,8 Pohyb plošiny ve směru osy z nahoru a dolů + krut horního stolu	15 Střed stolu na straně zatížení	128 Pouzdro čepu ramene	128 Pouzdro čepu ramene	29 Na rámu v místě uložení zámku	112 Spodní čep pro uchycení válce

Tab. 21 – Tabulka výsledků s vyznačenými kritickými hodnotami

9.5 Závěry z výpočtů

Při analýze výsledků bylo zjištěno, že kritické hodnoty napětí, posunutí i hodnoty tuhosti byly na plošině zapříčiněny špatným systémem zajišťujícím polohu zařízení.

Zámek se pro svou konstrukci a polohu umístění ukázal jako místo vzniku největší koncentrace napětí (viz obr. 68). Některé z hodnot značně překračují bezpečnostní limity a zámek se tak ukazuje jako nevyhovující.



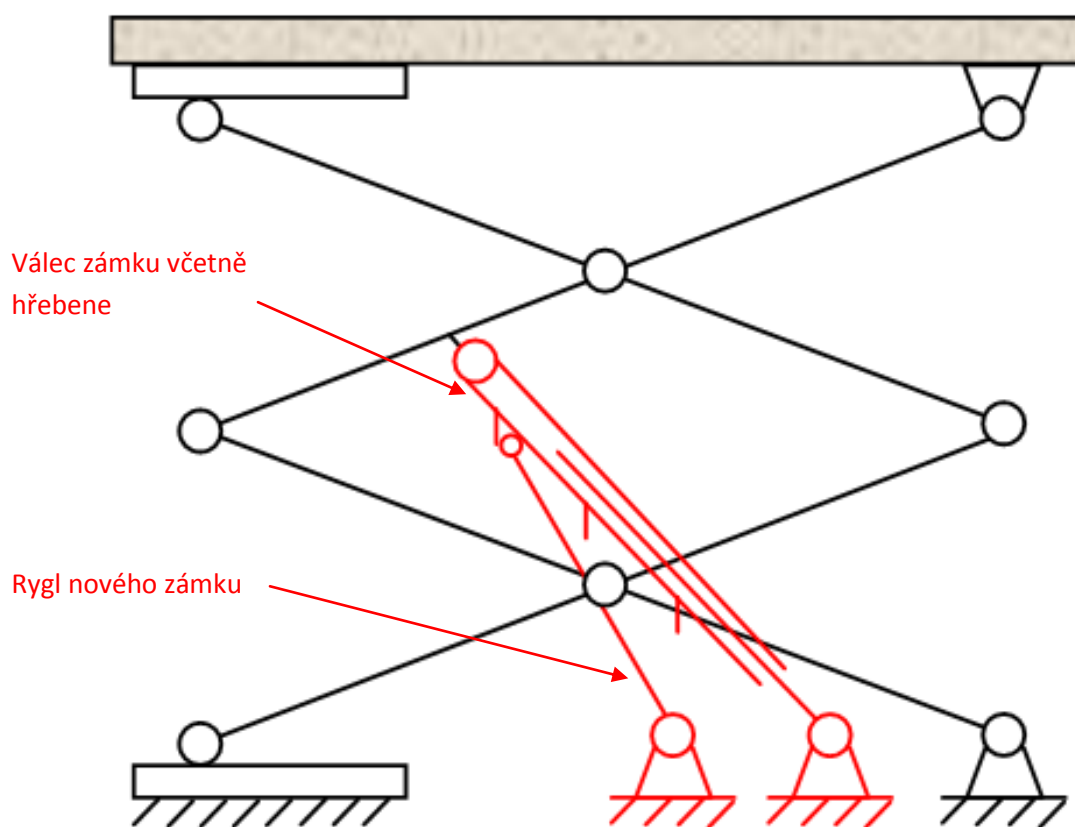
Obr. 68 – Nejkritičtější místo celé plošiny; [MPa]

Nevhodná konstrukce a kritické hodnoty napětí na stávajícím zámku polohy z něj dělají nejslabší článek celé zvedací plošiny. Proto bylo rozhodnuto vytvořit návrh možného alternativního řešení za cílem dosažení lepších pevnostních výsledků (viz kap. 10).

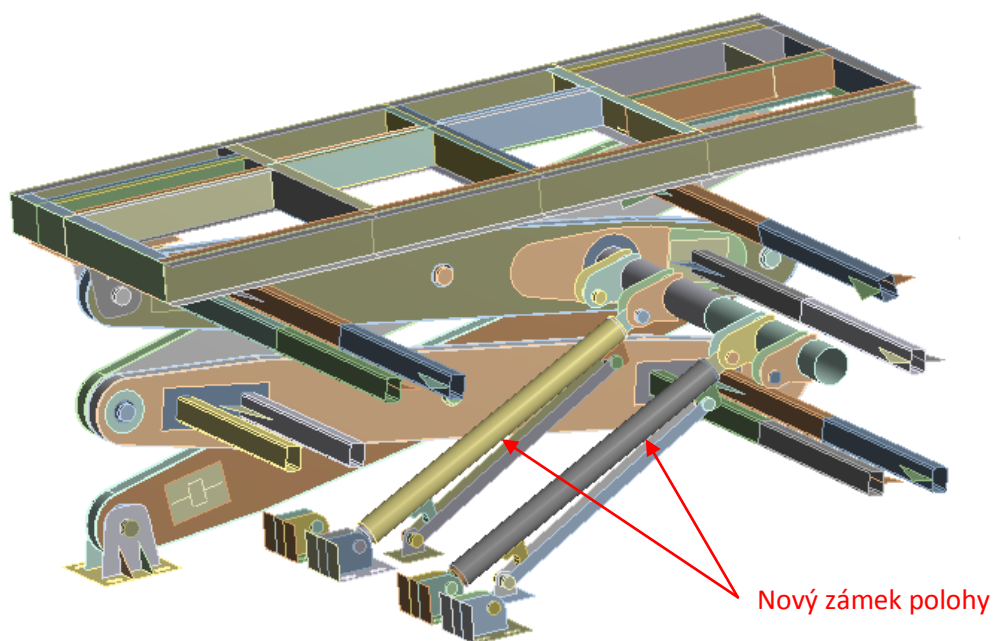
10. Konstrukce nového zámku polohy

Jednou z možností bylo přepracovat stávající konstrukci zámku, například úpravou tvaru háčků a samotného ryglu. Avšak vzhledem k tomu, jak jsou zámky situovány, by toto řešení zřejmě nevedlo k omnoho lepším výsledkům.

Nová konstrukce (viz obr. 69) má podobnou stavbu jako hydraulické válce. Původní myšlenka byla taková, že by se pro funkci zámků polohy využilo samotných hydraulických válců, ale zasahovat do jejich konstrukce by nebylo příliš rozumné. Proto byla vytvořena dvojice výsuvných tyčí opatřená z vnější strany hřebenem. Tyto tyče jsou umístěny podobně jako hydraulické válce (viz obr. 70).

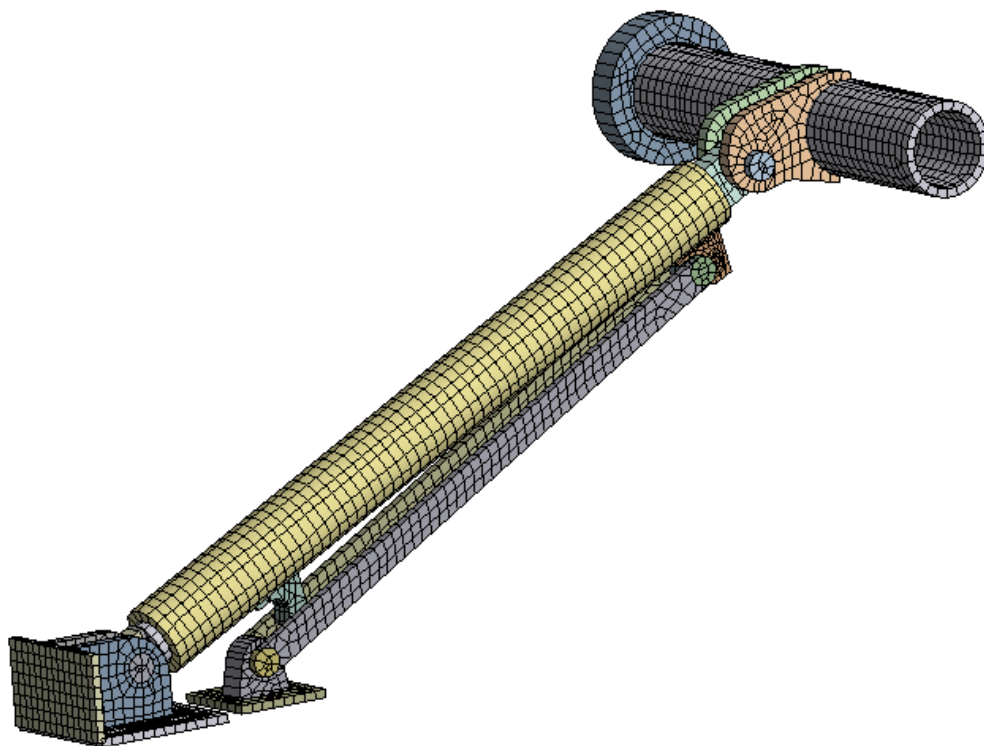


Obr. 69 – Kinematické schéma nového zámku polohy



Obr. 70 – Umístění nového zámku polohy

Funkce ryglu zůstala v podstatě stejná, jen jeho konstrukce je upravena. Jeho ovládání je zajištěno opět hydraulicky. Konečnoprvkový model tělesa zámku je patrný na obr. 71.



Obr. 71 – Konečnoprvkový model tělesa nového zámku polohy

10.1 Výsledky nového zámku polohy

Nový zámek polohy byl podroben zatížení při konfiguraci, která se při předchozích analýzách plošiny ukázala jako kritická. Jedná se tedy o nesymetrické zatížení v dolní poloze.

Z výpočtů je zřejmé, že řešení nového zámku je mnohem přijatelnější a všechny výsledky vychází oproti starému řešení mnohem příznivěji. Dosažené hodnoty s novým zámkem jsou uvedeny v tab. 22. Zobrazeny jsou na obr. 72 - 78.

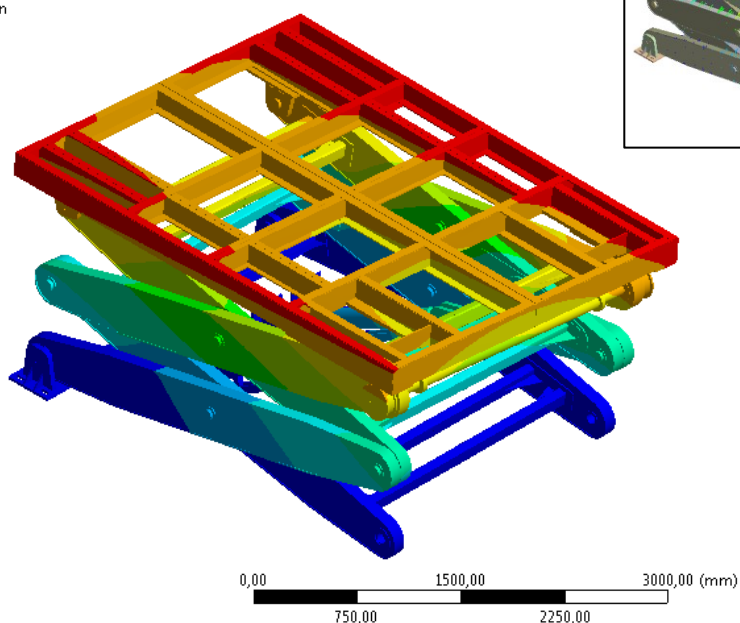
Příloha na DVD: dolni_pol_nesym_zat_novy_zamek_polohy_1_vl_fr.avi
 dolni_pol_nesym_zat_novy_zamek_polohy_2_vl_fr.avi
 dolni_pol_nesym_zat_novy_zamek_polohy_max_posunuti.avi

Hodnoty získané při analýze s použitím nového zámku polohy	
Údaj	Hodnota
1. vlastní frekvence	3,8 Hz (ohyb v rovině x-y)
2. vlastní frekvence	6,2 Hz (pohyb plošiny nahoru a dolů)
Celkové maximální posunutí	9 mm (střed stolu na straně zatížení)
Celkové redukované napětí HMH	94 MPa (pouzdro čepu ramene)
Maximální napětí - ramena	94 MPa (pouzdro čepu ramene)
Maximální napětí - stůl	26 MPa (dolní strana rámu stolu)
Maximální napětí - čepy	70 MPa (čep ramen)

Tab. 22 – Hodnoty získané při analýze s použitím nového zámku polohy

G: ZATEZNY_STAV_BDV
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Frequency: 3,7805 Hz
 Unit: mm
 17.5.2012 15:37

0,49311 Max
 0,43832
 0,38353
 0,32874
 0,27395
 0,21916
 0,16437
 0,10958
 0,05479
 4,3803e-22 Min



Obr. 72 – 1. vlastní frekvence, dolní poloha, nesymetrické zatížení, nový zámek polohy; [Hz]

G: ZATEZNY_STAV_BDV

Total Deformation 2

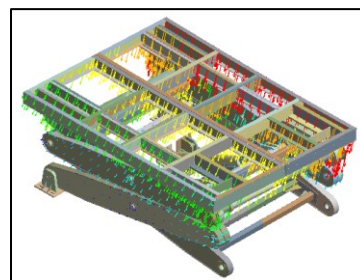
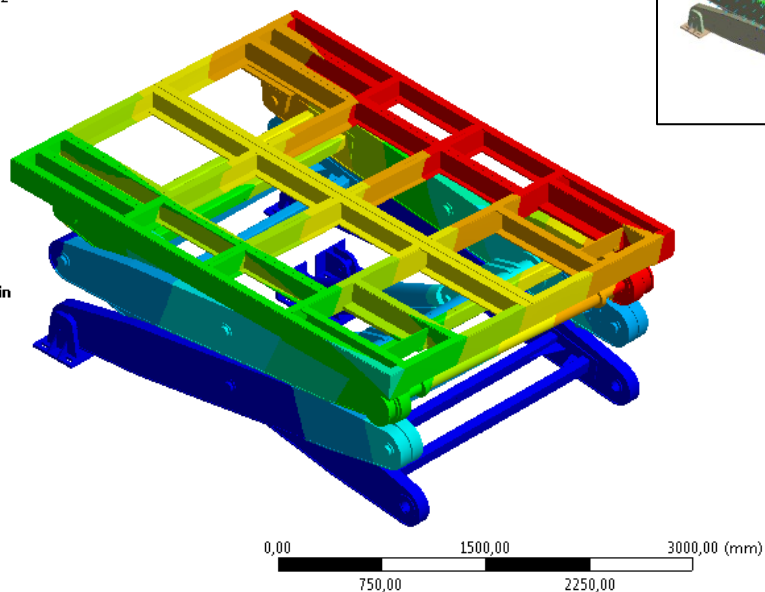
Type: Total Deformation

Frequency: 6,2047 Hz

Unit: mm

17.5.2012 15:39

0,59974 Max
 0,53311
 0,46647
 0,39983
 0,33319
 0,26655
 0,19991
 0,13328
 0,066638
 5,5106e-21 Min



Obr. 73 – 2. vlastní frekvence, dolní poloha, nesymetrické zatížení, nový zámek polohy;[Hz]

F: MODALNI_ANALYZA_ZATEZNY_STAV_BDV

Total Deformation

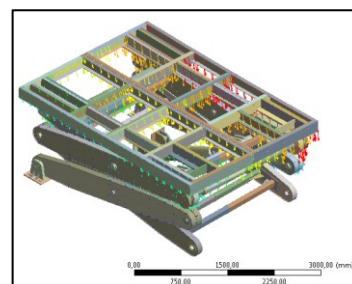
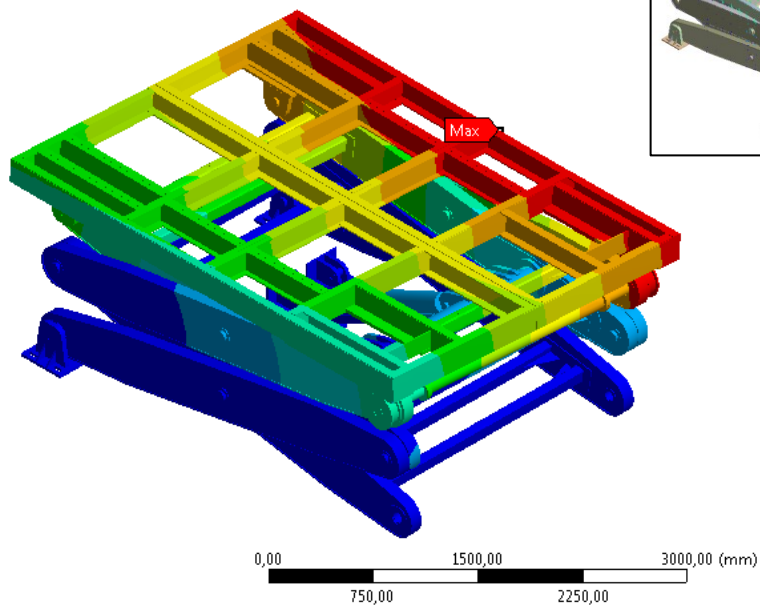
Type: Total Deformation

Unit: mm

Time: 1

17.5.2012 15:41

9,0398 Max
 8,0354
 7,0309
 6,0265
 5,0221
 4,0177
 3,0133
 2,0088
 1,0044
 0 Min



Obr. 74 – Celkové maximální posunutí, dolní poloha, nesymetrické zatížení, nový zámek polohy;[mm]

F: MODALNI_ANALYZA_ZATEZNY_STAV_BDV

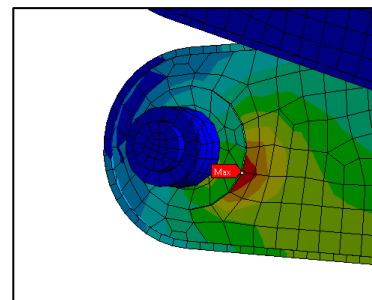
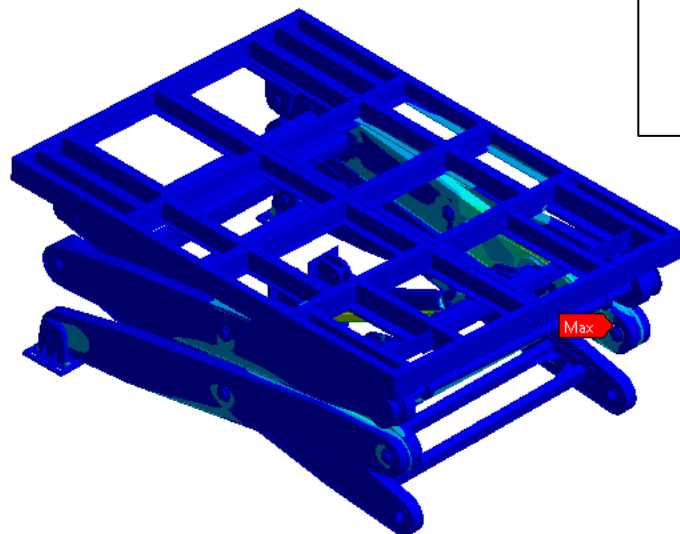
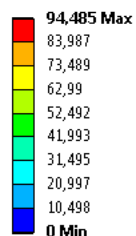
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1

17.5.2012 15:44



Obr. 75 – Celkové redukované napětí HMH, dolní poloha, nesymetrické zatížení, nový zámek polohy; [MPa]

F: MODALNI_ANALYZA_ZATEZNY_STAV_BDV

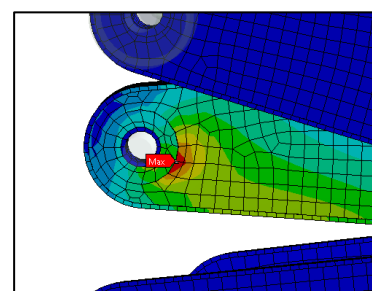
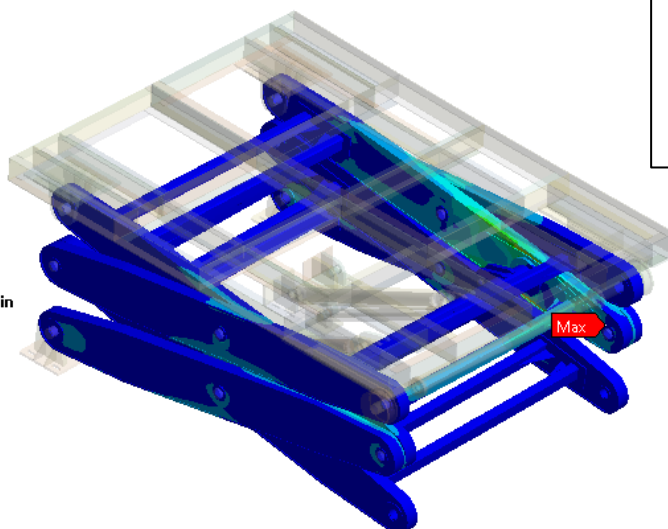
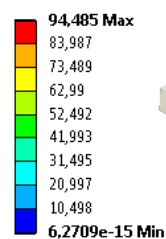
Equivalent Stress 2

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1

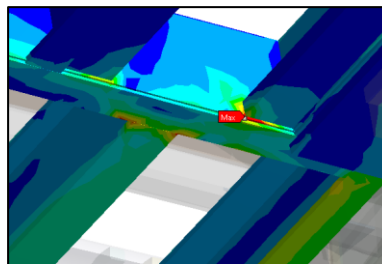
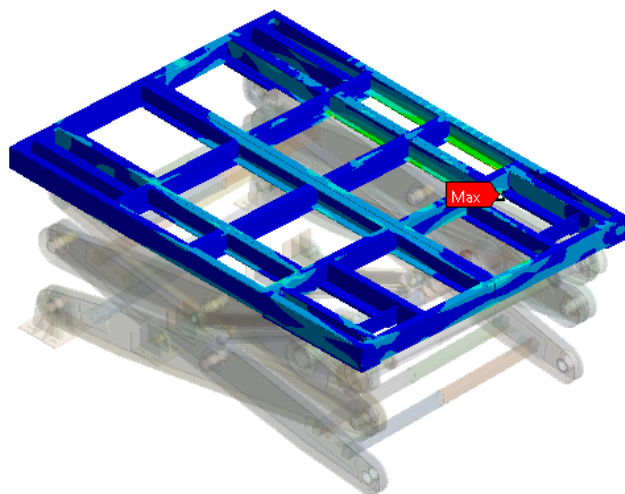
17.5.2012 15:48



Obr. 76 – Redukované napětí HMH v ramenech, dolní poloha, nesymetrické zatížení, nový zámek polohy; [MPa]

F: MODALNI_ANALYZA_ZATEZNY_STAV_BDV
 Equivalent Stress 3
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom
 Unit: MPa
 Time: 1
 17.5.2012 15:52

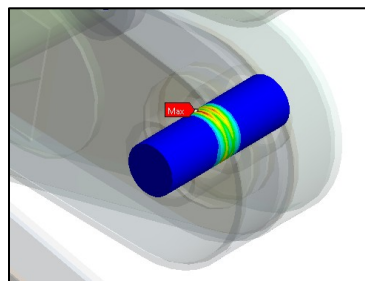
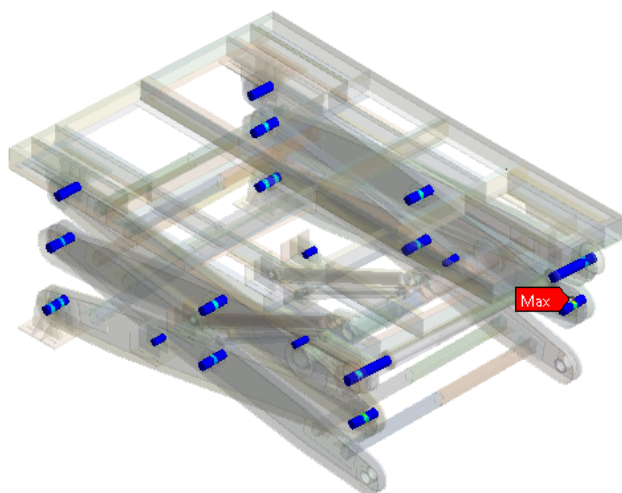
25,852 Max
 22,981
 20,11
 17,239
 14,367
 11,496
 8,6252
 5,7541
 2,8831
 0,011965 Min



Obr. 77 – Redukované napětí HMH v horním stole, dolní poloha, nesymetrické zatížení, nový zámek polohy; [MPa]

F: MODALNI_ANALYZA_ZATEZNY_STAV_BDV
 Equivalent Stress 4
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom
 Unit: MPa
 Time: 1
 17.5.2012 15:54

69,825 Max
 62,067
 54,309
 46,55
 38,792
 31,034
 23,275
 15,517
 7,7584
 3,7378e-5 Min



Obr. 78 – Redukované napětí HMH v čepech, dolní poloha, nesymetrické zatížení, nový zámek polohy; [MPa]

11. Závěr

Práce se zabývala pevnostní a modální analýzou zvedací plošiny zobrazené na obr. 3. Nejprve byl vytvořen zjednodušený geometrický model zařízení a následně i konečnoprvkový model, na který byly aplikovány různé předepsané silové a okrajové podmínky, které jsou popsány v tab. 3, kap. 2.4. Materiálové vlastnosti jsou uvedeny v tab. 1, kap. 2.1.

K výpočtům bylo využito metody konečných prvků za použití programu ANSYS Workbench 13.

Výsledky všech analýz byly podrobně rozebrány a zapsány do tab. 21, kap. 9.4. Ukázalo se, že plošina nabývá kritických hodnot napětí i deformací v dolní poloze při nesymetrickém zatížení, a to především při zajištění polohy pomocí zámků.

Hodnota maximálního posunutí v nejkritičtějším případě dosáhla 202 mm v místě horního stolu plošiny. Maximální celkové redukované napětí HMM nabývá v kritickém případě až 1 137 MPa a v horním rámu pak dosahují hodnoty napětí 693 MPa. Tyto hodnoty několikanásobně přesahují mez kluzu materiálu (viz tab. 1, kap. 2.1). Také tuhost celé soustavy, vyjádřena vlastními frekvencemi, se ukázala jako nejmenší v případě uložení pomocí ryglu v dolní poloze s aplikovaným nesymetrickým zatížením.

Celkově se hodnoty související se zámkem polohy ukázaly buď jako kritické, nebo přímo nepřijatelné. Tento systém zajištění polohy byl proto označen jako nepřijatelný.

V závěru této bakalářské práce byl vytvořen návrh nového zámku polohy popsaného v kap. 10. Tato nová konstrukce byla opět podrobena pevnostní a modální analýze. Analýza byla provedena při konfiguraci, která se ukázala být kritickou v případě předchozích výpočtů, a to v dolní poloze a s aplikovaným nesymetrickým zatížením.

Při použití nového zámku polohy došlo ke značnému zlepšení všech parametrů. Vypočtená hodnota maximálního redukovaného napětí při této konstrukci je 95 MPa, což je značné zlepšení oproti starému řešení. Vlastní frekvence plošiny zaznamenaly více než trojnásobného navýšení. Zbývající hodnoty získané při výpočtech s novým zámkem jsou uvedeny v tab. 22, kap. 10.1.

Z provedených výpočtů je zřejmé, že nová konstrukce by byla mnohem vhodnější pro použití na této zvedací plošině.

Seznam použité literatury

- [1] LEINVEBER, J. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2005, 907 s. ISBN 80-736-1011-6.
- [2] LENERT, J. *Úvod do metody konečných prvků*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Strojní fakulta, 1999, 109 s. ISBN 80-707-8686-8.
- [3] SÁGA, M., ŽMINDÁK, M., DEKÝŠ, V., SAPIETOVÁ, A., SEGĽA, Š. *Vybrané metody analýzy a syntézy mechanických systémů*. 1.vyd. Žilina: Kame, 2009. ISBN 978-80-89276-17-2.
- [4] ANSYS, Inc. *ANSYS DesignModeler 10.0: Training Manual*. 1.vyd. SAS IP, Inc., 2005.
- [5] DADKHAH, F., ZECHER, J. *ANSYS Workbench software tutorial with multimedia CD: release 11*. Mission: SDC Publications, c2007, 1 sv. (různé stránkování). ISBN 978-1-58503-426-0.
- [6] HLAVÁČKOVÁ, M. a kolektiv. *STATIKA* [online]. Ostrava: VŠB - TU Ostrava, 2007 [cit.2012-05-17]. Dostupné z: <http://www.337.vsb.cz/materialy/Milada_statika_1st/index.htm>.
- [7] ONDROUCH, J., PODEŠVA, J. *TECHNICKÉ KMITÁNÍ: Teorie a příklady k předmětu Technické kmitání* [online]. 1.vyd. Ostrava: VŠB - TU Ostrava, 2011 [cit. 2012-05-17]. Dostupné z: <http://www.337.vsb.cz/materialy/Podesva_kmitani.pdf>.
- [8] SLAVÍK, J. *Základy dynamiky strojů*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1999, 319 s. ISBN 80-010-1622-6.

Seznam příloh dodaných na DVD

dolni_pol_nesym_zat_rygl_1_vl_fr.avi

dolni_pol_nesym_zat_valec_1_vl_fr.avi

dolni_pol_nesym_zat_rygl_2_vl_fr.avi

dolni_pol_nesym_zat_valec_2_vl_fr.avi

dolni_pol_nesym_zat_rygl_max_posunuti.avi

dolni_pol_nesym_zat_valec_max_posunuti.avi

horni_pol_nesym_zat_rygl_1_vl_fr.avi

horni_pol_nesym_zat_valec_1_vl_fr.avi

horni_pol_nesym_zat_rygl_2_vl_fr.avi

horni_pol_nesym_zat_valec_2_vl_fr.avi

horni_pol_nesym_zat_rygl_max_posunuti.avi

horni_pol_nesym_zat_valec_max_posunuti.avi

dolni_pol_nesym_zat_novy_zamek_polohy_1_vl_fr.avi

dolni_pol_nesym_zat_novy_zamek_polohy_2_vl_fr.avi

dolni_pol_nesym_zat_novy_zamek_polohy_max_posunuti.avi